

Untersuchung eines Ejektors in einem R744-Kältekreislauf

Von der Fakultät für Maschinenbau

der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

einer Doktor-Ingenieurin oder eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Dipl.-Ing. Christian Tischendorf
aus: Gera

eingereicht am: 21. Februar 2013
mündliche Prüfung am: 13. Dezember 2013

Referenten: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Andrea Luke
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay

2014

Vorwort

Diese Arbeit entstand während der Zeit, in der ich als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig arbeitete. Das Schreiben der Dissertation war ein Prozess, den viele Diskussionen, Versuche und Prüfung der Ergebnisse prägten. Mit dem beenden der Arbeit ist es an der Zeit, mich bei den Menschen zu bedanken, die mich in dieser spannenden Phase meines Lebens begleitet haben.

Mein besonderer Dank gebührt Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler für die ausgezeichnete fachliche Betreuung meiner Arbeit. Durch ihn erhielt ich viel Inspiration und Unterstützung. Bei Prof. Dr.-Ing. habil. Andrea Luke und Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay möchte ich mich für die Übernahme des Koreferats und die Übernahme des Vorsitzes der Promotionskommission bedanken.

Ebenso gilt mein Dank den vielen Studenten, die mich bei meiner Arbeit am Institut unterstützt haben. Benjamin Wagener und Daniel Hellmeister haben mich beim Aufbau des Teststandes und der Konstruktion des Ejektors unterstützt. Im Rahmen ihrer Diplomarbeit hat Denise Janotte viel dazu beigetragen die Entropieanalyse des Ejektorkreislaufs durchzuführen.

Die Kollegen Christian Lucas und Ricardo Fiorenzano verbrachten viele Stunden damit, den Prüfstand aufzubauen und Messungen durchzuführen. In einer Vielzahl von Diskussionen erarbeiteten wir uns das Thema Ejektor. Beide trugen viele fachliche Anregungen und Ideen zu dieser Arbeit bei. Auch dafür möchte ich mich bedanken. Für die Hilfe bei der Untersuchung der Busklimaanlage möchte ich mich bei Gabriele Raabe bedanken. Zu Dank verpflichtet bin ich auch Nicholas Lemke und Willhelm Tegethoff. Sie haben mir viel Unterstützung bei der Verwaltung der Projekte entgegengebracht. Roland Kossel und Christoph Richter gilt mein Dank dafür, dass sie mich dazu motivierten die Herausforderung einer wissenschaftlichen Arbeit am Institut anzunehmen.

Bedanken möchte ich mich auch für die Zeit mit Kai, Ulf, Norbert, Manuel, Sven, Marcos, Christoph, Luise und Christine, die nicht nur durch sportliche Aktivitäten geprägt waren. Sie schufen mir den nötigen Ausgleich, um die herausfordernde Arbeit an der Dissertation bewältigen zu können. Dagmar Behrendt danke ich für die Unterstützung beim Korrekturlesen der Dissertation. Christoph und Frederike, Volker und Jasmin, Felix und Julia, Martin und Katja, Quirin und Helen, Annette und Johannes sowie Thomas danke ich für die Zeit in Braunschweig.

Der herzlichste Dank gilt meiner Familie, die mir jeden Tag das nötige Vertrauen entgegenbringen, das mir den Rücken stärkt. Nur durch sie habe ich die vielen Phasen meines Lebens so gut meistern können.

Frankenthal den, 25 Juli 2014.

Kurzfassung

Thema dieser Arbeit ist die Untersuchung eines R744-Kältekreislaufes mit Ejektor. Die Arbeit gliedert sich in einen theoretischen und einen experimentellen Teil.

Im theoretischen Teil wird der gesamte Kältekreislauf mit Ejektor untersucht. Dabei werden die durch Entropieproduktion auftretenden Verluste analysiert. Es werden im Einzelnen die Drosselverluste von R744 mit denen von häufig verwendeten Kältemitteln für einen Kältekreislauf verglichen, das Effizienzsteigerungspotential durch einen zusätzlichen Verdampfer auf dem mittleren Druckniveau des Ejektorkältekreislaufes dargestellt und anhand einer Entropieanalyse für einen Wärmepumpenkreislauf veranschaulicht, welche Phänomene für die Effizienzsteigerung verantwortlich sind. Als Grundlage für die Berechnung der Drosselverluste und der Entropieproduktion in einem R744-Kältekreislauf wurde eine Wärmepumpe herangezogen, die einerseits zur Erwärmung von Brauchwasser und andererseits zum Heizen von Wohnraum genutzt wird. Für die Berechnung zur Effizienzsteigerung wurde eine Omnibusklimaanlage gewählt.

Die durchgeführte Entropieanalyse für den R744-Kältekreislauf zeigt, dass die Entropieproduktion in den Wärmeübertragern einen weiteren signifikanten Verlust darstellt. Die Analyse zeigt auch, dass die Verluste mit Hilfe eines zweiten Verdampfers reduziert werden können. Das Steigerungspotential der energetischen Effizienz eines R744-Ejektorkältekreislaufs mit Hilfe eines zweiten Verdampfers belegen die Berechnungen zur Omnibusklimaanlage. Bestandteil der Berechnungen ist der Vergleich verschiedener Kreislaufverschaltungen. Alle Berechnungen im theoretischen Teil der Arbeit werden mit Modellen einer für die Beschreibungssprache Modelica erstellten Modellbibliothek durchgeführt.

Der experimentelle Teil beinhaltet die Untersuchung zur Ejektorgeometrie und die Entwicklung einer Massenstromkorrelation, die für Modelle zur Simulation von Kältekreisläufen genutzt werden kann. Hierfür wurde neben einzelnen Düsen auch ein Ejektor entworfen und gefertigt. Mit Hilfe einer Literaturrecherche konnten die optimalen Geometrieparameter für den Ejektor gefunden werden. Die Ergebnisse der einzelnen Arbeiten aus der Literaturrecherche werden dargestellt und die jeweils optimalen Geometrieparameter werden anschließend zusammengefasst.

Der letzte Teil der Arbeit beinhaltet die Beschreibung der einzelnen Parameter und der dimensionslosen Größen der empirischen Massenstromkorrelation. Grundlage für die Entwicklung der Korrelation waren Messungen des Massendurchflusses in den Düsen und dem Ejektor. Vier verschiedenartige Düsen mit unterschiedlichen geometrischen Eigenschaften und eine Ejektortreibdüse wurden untersucht. Für die Düsen und den Ejektor wurde der Massendurchfluss bei verschiedenen Ein- und Austrittszuständen des Kältemittels gemessen. Zunächst wurden nur die einzelnen Düsen untersucht, bei denen das Kältemittel in Form eines Freistrahls aus der Düse austritt. In einem zweiten Schritt wurde der Massendurchfluss durch die Treibdüse im Ejektor gemessen. Die Korrelation wurde erweitert und so angepasst, dass damit der Massenstrom in einem Ejektor berechnet werden kann.

Abstract

The topic of this work is an investigation of an R744 refrigerant circuit with an ejector. The work is divided into a theoretical and an experimental part.

In the theoretical part the whole of the cooling cycle with ejector is investigated. As part of this, the losses caused as a result of the generation of entropy are analysed. The detailed throttling losses of R744 are compared with those of refrigerants commonly used for a refrigerant circuit, the potential for increasing efficiency through the use of an additional evaporator at the average pressure level of the ejector refrigerant circuit is demonstrated and it is illustrated, with the aid of an entropy analysis for a heat pump circuit, what phenomena are responsible for the increase in efficiency. A heat pump was used as the basis for the calculation of the throttling losses and the generation of entropy in an R744 refrigerant circuit; the pump was, on the one hand, used for the heating up of hot domestic water and on the other hand for the heating of a room. A bus HVAC unit was selected for the calculation of the increase in efficiency.

The entropy analysis carried out for the R744 refrigerant circuit shows that the generation of entropy in the heat exchangers represents a further significant loss. The analysis also shows that the losses can be reduced with the aid of a second evaporator. The potential for improvement in the energy efficiency of an R744 ejector refrigerant circuit with the aid of a second evaporator is proved by the calculations for the bus HVAC unit. An element in the calculations is the comparison of various circuit interconnections. All calculations in the theoretical part of the work are carried out with models of a model library constructed for the description language, Modelica.

The experimental part comprises an investigation of the ejector geometry and the development of a mass flow correlation which can be used on models for the simulation of refrigerant circuits. In addition to individual nozzles, an ejector was also designed and manufactured for this. The optimal geometry parameters for the ejector could be found with the help of literature research. The results of the individual items of work from the literature research are presented and each of the optimal geometry parameters are then summarized.

The last part of the work consists of the description of the individual parameters and the dimensionless size of the empirical mass flow correlation. The basis for the development of the correlation were measurements of the mass flow in the nozzles and the ejector. Four different kinds of nozzles with various geometric properties and an ejector motive nozzle were investigated. The mass flow for various entry and exit conditions of the refrigerant were measured for the nozzles and the ejector. Initially only those individual nozzles were investigated for which the refrigerant left the nozzle in the form of an open jet. In a second step the mass flow through the jet nozzles in the ejector was measured. The correlation was extended and adjusted in such a way that it could be used to calculate the mass flow in an ejector.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Hinführung zum Thema	1
1.2	Stand der Wissenschaft und Technik	4
1.3	Ziele und Vorgehensweise der Arbeit	9
1.4	Aufbau der Arbeit	10
2	Reduzierung der Drosselverluste mit Hilfe eines Ejektors	13
2.1	Analyse der Drosselverluste in Drosseln und Düsen	14
2.2	Leistungsbezogene Drosselverluste verschiedener Kältemittel	19
2.3	Ejektoreffizienz	24
2.4	Abhängigkeit des Kältemittelzustandes am Ejektoraustritt von der Ejektoreffizienz	28
3	Vorteile einer Zweiverdampferanlage	33
3.1	Optimierung der Wärmeübertragungsvorgänge durch einen zweiten Verdampfer	35
3.2	Berechnung des Massenstromverhältnisses im Ejektorkältekreislauf mit zwei Verdampfern	39
4	Vergleich verschiedener Verschaltungen einer CO₂-Ejektorklimaanlage mit zwei Verdampfern für einen Omnibus	43
4.1	Vergleich von Kreislaufverschaltungen für Busklimaanlagen	44
4.2	Für die Berechnungen verwendete Modelle und angenommene Randbedingungen	46
4.3	Berechnungsergebnisse	49
5	Ejektorentwurf	53
5.1	Treibdüse	55
5.2	Mischrohr	58
5.3	Diffusorwinkel	62
5.4	Abstand zwischen Treibdüse und Mischrohr	63
5.5	Konstruktion des untersuchten Ejektors	64
6	Experimentelle Untersuchungen und Entwicklung der Korrelation zur Beschreibung des Massendurchflusses in einem CO₂-Ejektor	67
6.1	Beschreibung des Versuchsaufbaus	68
6.2	Experimentelle Untersuchung der Ejektoreffizienz	70
6.3	Empirische Beschreibung des Treibmassenstroms in einem CO ₂ -Ejektor	72

7	Zusammenfassung	85
7.1	Zusammenfassung der wesentlichen Ergebnisse	85
7.2	Ausblick	86
8	Literaturverzeichnis	89
9	Nomenklatur	97
10	Anhang	101
10.1	Beschreibung der Komponenten der Versuchsanlage	101
10.2	Beschreibung des Test-Zylinders für die Düsen	107
10.3	Messdaten der Massenstrommessung für den Ejektor	108
10.4	Die historische Entwicklung des Kältemittels Kohlendioxid	120

1 Einleitung

1.1 Hinführung zum Thema

Weltweit steigt die Zahl der jährlich produzierten und zur Klimatisierung genutzten Kälteanlagen. Diese Anlagen kühlen oder heizen auf verschiedene Art und Weise von der Umgebung abgegrenzte Bereiche. Das Anwendungsspektrum ist vielfältig und umfasst mobile und stationäre Geräte. Mit steigender Anzahl der betriebenen Geräte wächst auch der von den Anlagen benötigte Anteil am Gesamtprimärenergiebedarf. Je mehr Anlagen betrieben werden, desto bedeutender wird eine effiziente Betriebsweise.

Aus ökonomischen und ökologischen Überlegungen folgt, dass das Verhältnis von bereitgestellter Kälte- bzw. Heizleistung zu der zugeführten Energie möglichst nah am Carnotschen Wirkungsgrad liegen sollte. Irreversible Prozesse innerhalb der Anlagen reduzieren das Verhältnis. Bei den in dieser Arbeit untersuchten Kaltdampfprozessen ist unter anderem die Drosselung des Kältemittels ein irreversibler Prozess, und die auftretenden Verluste können nicht vermieden werden. Der größte Anteil der Drosselverluste wird durch die Dissipation der kinetischen Energie des in einer Drossel beschleunigten Kältemittels verursacht.

Die Verwendung eines Ejektors ist eine Möglichkeit, die Drosselverluste zu reduzieren und die Kälteleistung bezogen auf den energetischen Aufwand zu erhöhen. Der Vorteil eines Ejektors im Vergleich zu anderen Expansionsmaschinen besteht darin, dass er keine mechanisch beweglichen Teile enthält, die während des Betriebes verschleifen.

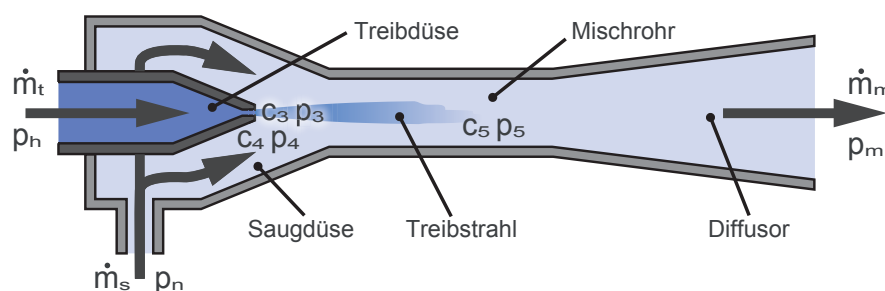


Abbildung 1.1: Schematische Darstellung eines Ejektors im Schnitt (Zustandsänderungen siehe Diagramm 1.1)

Die Aufgabe bei der Entwicklung eines Ejektorkältekreislaufes besteht darin, die Ejektorgeometrie festzulegen und den Kältekreislauf für den Betrieb mit dem Ejektor anzupassen. Ziel ist es einen Ejektor zu entwerfen, der die Drosselverluste um einen möglichst hohen Anteil reduziert, und den Ejektor in der Art und Weise in den Kälte-

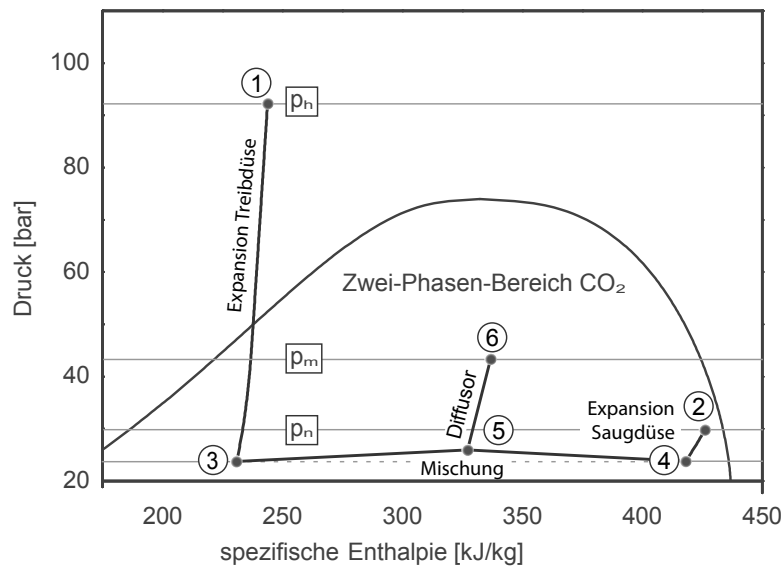


Diagramm 1.1: Idealisierte Zustandsänderungen des CO_2 in einem Ejektor im p,h -Diagramm (Aufbau Ejektor siehe Abbildung 1.1)

kreislauf zu integrieren, dass er die energetische Effizienz des Kältekreislaufes bestmöglich steigert.

Das Design und die Konzeption des Kältekreislaufes für den Ejektor erfolgt oft mit Hilfe von Simulationen und Berechnungen. Dafür ist es notwendig die physikalischen Phänomene im Ejektor und die Wirkung auf den Kreislauf zu verstehen. Jedoch befindet sich in einem realen Ejektor das Kältemittel aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten nicht im thermodynamischen und mechanischen Gleichgewicht und es treten physikalische Phänomene auf, die sehr komplex sind. Die Kältemittelzustände und die Strömungsvorgänge können experimentell und analytisch bisher nicht hinreichend genau bestimmt werden. Deshalb wird zunächst versucht ein Modell zu entwickeln, dass das Verhalten eines Ejektors abbilden kann ohne die einzelnen physikalischen Phänomene zu beschreiben.

Für die Entwicklung eines derartigen Modells ist es gleichwohl notwendig, die Vorgänge im Ejektor phänomenologisch beschreiben zu können. Anhand der Abbildung 1.1 und des p,h -Diagrammes 1.1 werden die Zustandsänderungen im Ejektor im Folgenden idealisiert dargestellt. Die Beschreibung bezieht sich auf einen Ejektor, der in einem Kaltdampfprozess verwendet wird. Die im Diagramm 1.1 durch Nummern gekennzeichneten Zustände des Kältemittels entsprechen denen in Abbildung 1.1.

Der Treibstrom \dot{m}_t tritt bei dem Hochdruck p_h einphasig durch die Treibdüse in den Ejektor ein (Zustand 1), wird beschleunigt und verlässt die Treibdüse in Form eines Strahls bei dem Druck p_3 (Zustand 3). Durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit des Treibstroms verringert sich der Druck, das Kältemittel expandiert, verdampft teilweise bei dem geringeren Druck p_3 mit einer Verzögerung. Laut Fiorenzano [27] kann die

Strömungsgeschwindigkeit am Austritt der Treibdüse und im ersten Teil des Mischrohrs im Überschallbereich liegen. Dieses Phänomen kann laut Rist [72] auftreten, obwohl keine Laval-Düse verwendet wird, da das Kältemittel durch die fortschreitende Verdampfung zweiphasig vorliegt. Bedingt dadurch können bereits bei relativ geringen Strömungsgeschwindigkeiten Verdichtungsstöße auftreten. Im Bereich zwischen dem Austritt der Treibdüse und dem ersten Teil des Mischrohrs sinkt der Druck unter den Druck p_n am Eintritt der Saugdüse. Der geringe Druck bewirkt ein Ansaugen eines weiteren Massenstroms \dot{m}_s . Dieser Strom wird durch den sich verengenden Strömungsquerschnitt der Saugdüse beschleunigt und trifft am Austritt der Treibdüse auf den Treibstrom (Zustand 4). Die Drücke p_3 und p_4 gleichen sich aneinander an. Die Geschwindigkeit c_3 ist höher als die Geschwindigkeit c_4 . Durch den aufgrund von Reibung verursachten Impulsaustausch zwischen den beiden Strömen verringert sich die Geschwindigkeit des Treibstromes und der angesaugte Strom wird beschleunigt. Im Mischrohr mischen sich beide Ströme und bilden den Mischstrom \dot{m}_m (Zustand 5). Bereits im Mischrohr steigt der Druck entlang des Strömungskanals. Im Diffusor verringert sich die Geschwindigkeit des Mischstroms weiter und der Druck erhöht sich bis auf das Austrittsdruckniveau p_m (Zustand 6).

Vereinfacht kann gesagt werden, dass in einem Ejektor ein Teil der Arbeitsfähigkeit des eintretenden Treibstroms relativ zum Austrittszustand dazu genutzt wird, um einen zweiten Massenstrom anzusaugen und auf ein höheres Druckniveau zu fördern. Die dafür benötigte Arbeit muss nicht mit Hilfe eines Verdichters bereitgestellt werden. Wird der Ejektor in einem Kältekreislauf betrieben, entfällt der energetische Aufwand zur Förderung eines Teilstroms und die Anlageneffizienz steigt. Besteht der zweite Massenstrom zum Teil oder vollständig aus einer gasförmigen Phase, wird diese komprimiert. Je höher die Druckdifferenz zwischen dem Druck p_n am Eintritt der Saugdüse und dem Druck p_m am Austritt des Ejektors ist, desto größer ist der Anteil der zur Komprimierung genutzten Arbeitsfähigkeit und desto geringer ist der geförderte Massenstrom. Die Ejektoreffizienz ist ein Maß für den Anteil der zur Förderung des Zweitstroms genutzten Arbeitsfähigkeit an der Gesamtarbeitsfähigkeit des Treibstroms.

Die Effizienzsteigerung der Gesamtanlage, die mit Hilfe eines Ejektors erreicht werden kann, ist abhängig vom Ejektordesign selbst, vom verwendeten Kältemittel, vom Anlagendesign und von den äußeren Randbedingungen der Kälteanlagen, wie zum Beispiel die Umgebungstemperatur und die Temperatur des zu klimatisierenden Bereichs. Bei der Entwicklung neuer Kälteanlagen mit Ejektor muss deshalb zunächst untersucht werden, ob der Einsatz eines Ejektors für den entsprechenden Anwendungsfall sinnvoll ist. Zudem gilt es das Anlagendesign und den Ejektor zu optimieren. Frühere Untersuchungen zu Ejektoren wie zu Beispiel von Lorentzen [54] und Fiorenzano [27] zeigen, dass der Einsatz eines Ejektors in Verbindung mit dem Kältemittel CO_2 im Vergleich zu anderen Kältemitteln eine hohe Effizienzsteigerung verspricht. Davon ausgehend wurde damit begonnen, optimierte CO_2 -Ejektoren zu entwickeln und in verschiedene Anlagen zu integrieren. Im folgenden Kapitel wird der Stand der Wissenschaft und das sich daraus ergebende Forschungspotential dargestellt.

1.2 Stand der Wissenschaft und Technik

In dieser Arbeit wird die Untersuchung zu einem CO₂-Ejektor beschrieben. Sie umfasst die Analyse der physikalischen Effekte im Ejektor, die Simulation eines gesamten CO₂-Ejektorkältekreislaufes, das Design eines Ejektors und die experimentelle Untersuchung der Strömungseffekte im Ejektor. Ausgehend davon werden im Folgenden für die einzelnen Aspekte der Stand der Wissenschaft und Technik anhand der verfügbaren Literatur dargestellt, um daraus die Arbeit zu motivieren. Der dargestellte Stand der Wissenschaft und Technik bezieht sich nur auf den Teil der in der Kältetechnik eingesetzten nach dem Ejektorprinzip arbeitenden Apparate. Zunächst soll dieser Teil abgegrenzt werden.

Vitruv [85] kannte das Grundprinzip der Funktion eines Ejektors. Ein bekanntes historisches Beispiel für einen derartigen Apparat ist der von Bunsen entwickelte Bunsenbrenner. In ihm wird die Verbrennungsluft durch den Brenngasstrahl angesaugt. Eine eindeutige Klassifizierung der vielen nach dem Ejektorprinzip arbeitenden Apparate ist in der Literatur nicht zu finden.

Je nach Anwendungsgebiet werden verschiedene Synonyme verwendet. Fiorenzano [27] und Elbel [23] ordnen die Begriffe ein. Wird der Apparat dazu verwendet, einen zweiten Massenstrom in einen Hauptstrom zu injizieren und die Ströme zu mischen, wird oft die Bezeichnung Injektor verwendet. Wird der Apparat dazu verwendet, einen zweiten Massenstrom zu fördern, wird dieser Apparat oft als Strahlpumpe bezeichnet. Der Begriff Ejektor wird verwendet, wenn der angesaugte Strom zudem auf ein im Vergleich zum Ansaugdruckniveau wesentlich höheres Druckniveau gefördert, „herausgesaugt“ wird. Die ein- und ausströmenden Massenströme können dabei ein- oder mehrphasig sein. Zudem kann zwischen Ein- und Mehrstoffejektoren unterschieden werden. Hierbei können auch feste und flüssige Stoffe den Ejektor durchströmen werden. Die im Bereich der Kältetechnik eingesetzten Kältemittel bestehen entweder aus einem Stoff oder sind Gemische aus verschiedenen Kältemitteln.

Elbel [23] ordnet die Apparate für Einstoffsysteme nach den Aggregatzuständen der Massenströme. Die von Elbel [23] vorgenommene Klassifizierung ist in Tabelle 1.1 dargestellt.

Tabelle 1.1: Klassifizierung der Einstoffejektoren nach den Aggregatzuständen der Ein- bzw. Austrittsmassenströme von Elbel [23]

Ejektorbezeichnung	Treibstrahl	Angesaugter Strom	Austretender Strom	Bemerkung
Dampfstrahl-ejektor	Dampf	Dampf	Dampf	Zweiphasenströmung und Verdichtungsstöße möglich
Flüssigkeitsstrahl-ejektor	Flüssigkeit	Flüssigkeit	Flüssigkeit	einphasige Strömung ohne Verdichtungsstöße
Kondensations-ejektor	Dampf	Flüssigkeit	Flüssigkeit	Verflüssigung des Treibstroms, Verdichtungsstöße möglich
Zweiphasen-ejektor	Flüssigkeit	Dampf	zweiphasig	Zweiphasenströmung Verdichtungsstöße möglich

Der in dieser Arbeit untersuchte und in einer Kälteanlage getestete Ejektor wurde mit dem Kältemittel CO_2 betrieben, das entweder reine Flüssigkeit oder Flüssigkeit mit einem Gasanteil in den Ejektor einströmt. Es handelt sich dabei somit um einen Einstoff-Zweiphasenejektor und die folgende Zusammenfassung der auf diesem Gebiet durchgeführten Untersuchungen bezieht sich darauf.

Gay [30] verwendete als erster einen Zwei-Phasen-Ejektor in einem Kältekreislauf, genau im dem Jahr, in dem Midgley und Henne [59] die Verwendung von synthetischen Kältemitteln vorschlugen, die die Nutzung eines Ejektors als nicht mehr sinnvoll erscheinen ließen, da die neuen Kältemittel bessere thermodynamische Eigenschaften aufwiesen. Zunächst wurden diese Kältemittel ausschließlich anhand ihrer hervorragenden thermodynamischen Eigenschaften bewertet.

Mit der Veröffentlichung von Rowland und Molina [61] 1974 wurden diese Kältemittel aufgrund ihrer Wirkung auf die Atmosphäre erstmals wieder in Frage gestellt. Die Politik und die Gesetzgebung reagierten auf die neuen wissenschaftlichen Erkenntnisse 1995 mit der FCKW-Halon-Verbotsverordnung [9], die 2000 im Rahmen der europäischen Gesetzgebung durch die „Verordnung über Stoffe, die zum Abbau der Ozonschicht führen“ [15] ersetzt wurde. In den Verordnungen wird die Verwendung von synthetischen Kältemitteln stark eingeschränkt bzw. verboten. Damit war die Industrie gezwungen, nach alternativen Kältemitteln zu suchen. Die umweltfreundlichen Eigenschaften zeichnen CO_2 als Kältemittel aus und bringen es in den Fokus wissenschaftlicher Untersuchungen. Aufgrund der thermophysikalischen Eigenschaften treten jedoch wie von Lorentzen [54] beschrieben, bei der Verwendung von CO_2 im Vergleich zu andern Kältemitteln besonders hohe Drosselverluste auf. Auf der Basis dieser Erkenntnisse begann die intensive Untersuchung und Entwicklung von CO_2 -Ejektoren. Hauptsächlich befassten sich die bisher durchgeführten Arbeiten mit:

- der Entwicklung numerischer Modelle für den Ejektor
- der experimentellen Untersuchung eines Ejektors zur Optimierung der Ejektorgeometrie
- der Simulation der Strömungsverhältnisse im Ejektor mit Hilfe von CFD-Modellen
- der theoretischen und experimentellen Untersuchung von Ejektorkältekreisläufen

Hierbei überschneiden sich die Themengebiete teilweise. Bei den modellbasierten Untersuchungen wird meist auf Modelle für Ein-Phasen-Ejektoren zurückgegriffen. Einige dieser Modelle sind in Bonningtons Arbeit [7] dargestellt worden, die hauptsächlich im Rahmen der Strahlpumpenentwicklung für Kernreaktoren erarbeitet wurden.

0D und 1D Modelle

Die Modellbildung ist aufgrund der komplexen physikalischen Effekte im Ejektor herausfordernd und die Modelle enthalten Parameter, die durch Messungen bestimmt werden müssen. Ein hinreichend genaues numerisches Modell konnte bisher nicht entwickelt werden. Kornhauser [47] entwickelte ein numerisches Modell, indem er für die einzelnen Bereiche im Ejektor Wirkungsgrade definierte, die die Irreversibilitäten beschreiben. Ein Nachteil dieses Modells besteht darin, dass der Druck am Austritt der Treibdüse eine Variable darstellt, die durch Messungen zu ermitteln ist. Da diese

1 Einleitung

Messungen mit erheblichem Aufwand verbunden sind, wird der Druck theoretisch bestimmt, wodurch die Genauigkeit des Modells reduziert wird. Kornhauser [47] zeigte, dass die Verluste im Ejektor verringert werden können, wenn Treibstrom und Saugstrom beim Zusammentreffen eine ähnlich hohe Geschwindigkeit besitzen und die Schubkräfte gering sind. Dieses Modell wurde später auch von Domanski [18], Jeong [44] und Nehdi [65] verwendet.

Butrymowicz [10] stellte ein Modell vor, das auf einer Gesamtejektoreffizienz basiert. Die Effizienz ist definiert als das Verhältnis der Verdichtungsenergie der Gasphase des Saugstroms bei isothermer Verdichtung zur Treibenergie bei isocorer Pumparbeit des Treibstrahls. Mit dem Modell konnte Butrymowicz für R134a eine Effizienzsteigerung im Vergleich zu einer herkömmlichen Anlage bestimmen.

Drescher [19] führte Experimente durch, bei denen er mehrere Geometrieparameter des Ejektors variierte. Als Vergleichsgröße verwendete er die von Köhler [46] vorgestellte Ejektoreffizienz. Der Abstand zwischen Treibdüsenaustritt und Mischbereichseintritt wirkte sich stark auf die Ejektoreffizienz aus. Es wurde ein optimaler Abstand für den Treibdüsenabstand bestimmt.

CFD-Modelle

Menegay [58] versuchte, den Einfluss von geometrischen Parametern auf Grundlage eines CFD-Modells zu berücksichtigen. Menegay nutzte bei der Entwicklung des Modells die Erfahrungen von Kornhauser, die komplexen Effekte, die durch Siedeverzug, Kondensation und Verdichtungsstöße hervorgerufen werden, können jedoch nicht beschrieben werden. Cizungu [13] stößt auf die gleichen Probleme wie Menegay [58]. Für das von Menegay [58] untersuchte Kältemittel R12 konnte eine mögliche COP-Verbesserung berechnet werden.

Bartosiewicz [4] untersuchte einen Zwei-Phasen-Ejektor und analysierte das Strömungsverhalten im Mischrohr. Mit dieser Arbeit zeigte Bartosiewicz, dass im Mischbereich eines Zwei-Phasen-Ejektors Verdichtungsstöße auftreten können.

Fiorenzano [27] simulierte wie auch Ksayer [48] das Verhalten eines Ein-Phasen-Ejektors in seiner Arbeit. In beiden Arbeiten wurden die Ergebnisse dazu genutzt, grundlegende Effekte im Ejektor zu verstehen und auf die Strömungsverhältnisse von Zwei-Phasen-Ejekturen zu übertragen.

Experimentelle Untersuchungen

Li [50] variierte die Geometrie eines Ejektors und optimierte die Strömungsverhältnisse in einem CO₂-Ejektor. Die Ergebnisse zeigen, dass der untersuchte Kreislauf bei höheren Umgebungstemperaturen einen geringeren COP aufweist als der Vergleichskreislauf. Dieser Effekt wird von Li durch das geringere Massenstromverhältnis von Saugstrom zu Treibstrom erklärt.

Liu und Groll [52] [53] führten weitere Experimente durch, bei denen sie verschiedene Treibdüsen, Saugdülen, Mischbereiche und Diffusoren kombinierten. Mit Hilfe der Ergebnisse wurden empirische Gleichungen entwickelt, die die Strömungseffekte mit den Geometrieparametern verbinden. Die Gleichungen ermöglichten die Bestimmung einer optimalen Ejektorgeometrie. Liu und Groll berechneten eine beträchtliche Effizienzsteigerung.

Akagi [1] untersuchte experimentell einen CO₂-Ejektorkältekreislauf mit dem Ziel, eine optimale Ejektorgeometrie durch Variation der Geometrieparameter zu finden.

Mit dem entwickelten Ejektor konnte er beträchtliche COP-Verbesserungen erreichen.

In einer weiteren Arbeit [25] verwendete Elbel einen CO₂-Ejektor mit einem aus Glas gefertigten Mischbereich. Elbel versuchte, die Strömungsvorgänge und speziell Stoßwellen im Ejektor zu beobachten. Es wurden jedoch visuell keine eindeutigen Hinweise auf Stoßwellen gefunden. Er berechnete eine beträchtliche Effizienzsteigerung.

Untersuchungen zum Ejektor-Kältekreislauf

Elbel [21] untersuchte theoretisch einen CO₂-Ejektor-Kältekreislauf mit internem Wärmeübertrager. Er verwendete für seine Simulationen das von Kornhauser [47] vorgestellte Modell. Aus der Arbeit geht hervor, dass mit einem internen Wärmeübertrager in Verbindung mit einem Ejektor höhere COPs erreicht werden können. Der simulierte Wärmeübertrager entzieht dem Kältemittel auf der Hochdruckseite nach dem Gaskühler Energie und führt sie dem vom Verdichter angesaugten Kältemittelstrom zu.

Disawas [17][16] und Chaiwongsa [11] untersuchten einen mit R134a betriebenen Kältekreislauf mit einem Zwei-Phasen-Ejektor. Bei diesen Untersuchungen wurde mit überfluteten Verdampfern gearbeitet und die Anlagen wurden hinsichtlich der energetischen Effizienz mit einem herkömmlichen Kreislauf verglichen. Die Anlagen wurden unter Betriebsbedingungen getestet, wie sie bei einer Klimaanlage auftreten. Es zeigte sich, dass mit sinkender Umgebungstemperatur die Effizienzsteigerung zunimmt.

Elbel validierte seine in der Arbeit [21] zu CO₂-Ejektoren vorgestellten Ergebnisse durch experimentelle Untersuchungen [22][24][26]. Mit den Experimenten zeigte Elbel, dass durch den Einsatz eines Ejektors weitere Effekte zur COP-Verbesserung beitragen. Im Verdampfer tritt ein geringerer Druckabfall auf und es verbessert sich die Kältemittelverteilung. Dies führt zu einem besseren Wärmeübergangskoeffizienten im Wärmeübertrager. Zudem stellte Elbel einen Ejektor vor, bei dem mit einer Nadel in der Treibdüse der Treibmassenstrom und damit der Hochdruck geregelt werden können. Elbel zeigte, dass mit der Regelung des Hochdrucks eine Steigerung des COPs erreicht werden kann.

Ksayer [48] untersuchte theoretisch und experimentell einen CO₂-Ejektor-Kältekreislauf. Er entwickelte ein Modell, mit dem er die Effizienz von CO₂- und R134a-Kreisläufen vergleichen konnte. Er zeigte, dass eine signifikante COP-Verbesserung durch einen Ejektor für einen CO₂-Kältekreislauf möglich ist. Experimentell untersuchte Ksayer [48] verschiedene Ejektorgeometrien. Die Ergebnisse wurden bei der Entwicklung des 1D-Modelles berücksichtigt.

In seiner Arbeit zu Ejektoren stellt Yari [88] eine energetische und exergetische Analyse von fünf Kältekreislaufvarianten für verschiedene Kältemittel vor. Er erweiterte einen herkömmlichen Kreislauf zu einem zweistufigen Kreislauf mit einem Ejektor, einem internen Wärmeübertrager und einem Zwischenkühler zwischen den Verdichterstufen. Der durch numerische Simulation durchgeführte Vergleich zeigte, dass die Kombination eines Ejektors mit einem Zwischenkühler und einem internen Wärmeübertrager den höchsten COP erreicht und einen im Vergleich zum herkömmlichen Ejektor-Kreislauf höheren COP aufweist. Jedoch untersuchte Yari lediglich Kreisläufe, die unterkritisch betrieben werden. Im Vergleich zum herkömmlichen Kältekreislauf wurde eine noch höhere Effizienzsteigerung für das Kältemittel R125 erreicht.

In einer weiteren Arbeit untersuchte Yari [89] überkritisch betriebene Kältemittelkreisläufe mit dem Kältemittel CO₂. Er zeigte, dass in einem zweistufigen Kreislauf ein Zwischenkühler zwischen den beiden Verdichterstufen und ein interner Wärmeüber-

1 Einleitung

trager den COP im Vergleich zu einem herkömmlichen Ejektor-Kältekreislauf und im Vergleich zu einem herkömmlichen Kreislauf beträchtlich steigern können.

Drescher [20] konstruierte mit Hilfe der numerischen Ergebnisse von Yari [88] einen CO₂-Ejektor-Kältekreislauf, der ohne Öl betrieben wurde. Die experimentellen Ergebnisse bestätigten die von Yari gewonnenen Erkenntnisse, dass bei gleicher Kälteleistung und einem höheren Dampfgehalt am Verdampferaustritt ein höherer Druckrückgewinn und ein geringeres Massenstromverhältnis auftritt. Der Effekt ist darauf zurückzuführen, dass weniger flüssiges Kältemittel im Ejektor beschleunigt wird.

Von Xu [87] wurde eine CO₂-Wasserwärmepumpe mit einem Zwei-Phasen-Ejektor und internem Wärmeübertrager untersucht. Die Verwendung des internen Wärmeübertragers steigerte den COP im Vergleich zu einem herkömmlichen Ejektor-Kältekreislauf.

Zha [90] simulierte einen transkritischen CO₂-Kältekreislauf mit Ejektor. Als Ejektormodell verwendete er isentrope Effizienzmodelle. Die Ergebnisse zeigen, dass mit steigender Temperatur des Kältemittels am Ejektortreibdüsen Eintritt das Massenstromverhältnis sinkt und der Austrittsdruck steigt.

Richter [71] entwickelte eine Modellbibliothek für die Simulationsplattform Modelica/Dymola, mit deren Hilfe das Verhalten eines gesamten CO₂-Ejektorkältekreislaufes detailliert simuliert werden kann. Das verwendete Ejektormodell basiert auf dem von Kornhauser [47] vorgestellten Modell. Bei einer Umgebungstemperatur von 20°C und 50°C ermittelte Richter eine COP-Verbesserung im Vergleich zu einem herkömmlichen Kreislauf mit CO₂.

Fiorenzano [27] untersuchte die Strömungseffekte in einem CO₂-Ejektor und entwickelte eine Gleichung, mit der es möglich ist, die Ejektoreffizienz in Abhängigkeit der Eintrittsbedingungen zu bestimmen. Die Untersuchungen zeigten, dass mit einem in tropischen Gebieten in Kühlmöbeln eingesetzten Ejektor eine beträchtliche Effizienzsteigerung im Vergleich zu herkömmlichen Kreisläufen erreicht werden konnte.

Jeong [44] untersuchte die natürlichen Kältemittel Ammoniak (R717) und CO₂ (R744). Die Ergebnisse zeigen eine Effizienzsteigerung des Kältekreislaufes für Ammoniak und noch höhere für CO₂. Jeong [44] weist darauf hin, dass das wesentlich höhere Effizienzsteigerungspotential bei CO₂ zum Teil durch die überkritischen Zustände im Gaskühler hervorgerufen wird. Auch Nehdi [65] untersuchte die Effizienz eines Kältekreislaufes mit einem Zwei-Phasen-Ejektor für verschiedene Kältemittel. Die höchste Effizienzsteigerung im Vergleich zu herkömmlichen Kältekreisläufen ergab sich bei der Untersuchung des Kältemittels R141b. Kornhauser [47], Domanski [18] und Brown [8] zeigen, dass der Wirkungsgrad theoretisch für viele HFKWs und FKWs gesteigert werden kann.

Die von Li [50] und Groll [51] vorgestellten Arbeiten zeigen die Ergebnisse ihrer Simulation von CO₂-Ejektor-Kältekreisläufen. Ähnlich wie Kornhauser [47] verwenden auch Li [50] und Groll [51] Effizienzen für die einzelnen Komponenten. Ein wesentliches Ergebnis dieser Arbeiten ist die Erkenntnis, dass der CO₂-Ejektor-Kältekreislauf geregelt werden sollte. Li und Groll schlagen vor, einen variablen Anteil des Gasstroms, der aus dem Abscheider austritt, dem Verdampfer zuzuführen. Mit Hilfe der Simulationen konnte eine mögliche COP-Verbesserung ermittelt werden.

Zusammenfassung

Es existiert eine Vielzahl an Arbeiten zu CO₂-Ejektoren. Die Forschung konzentriert sich darauf, den CO₂-Kältekreislauf mit Hilfe eines Ejektors konkurrenzfähig zu herkömmlichen Kreisläufen zu gestalten. Dies wird einerseits versucht durch eine Optimierung des Ejektors selbst und andererseits durch die Weiterentwicklung des Kältekreislaufes zu erreichen. Für die zum Verständnis des Ejektorkältekreislaufs notwendigen Simulationen sind Modelle entwickelt worden, die das Verhalten des Ejektors zum Teil beschreiben. Zudem wurde für einzelne Anwendungsgebiete des Ejektors das Effizienzsteigerungspotential verschiedener Kältemittel in Verbindung mit einem Ejektor untersucht. Die in der Literatur zu findenden Arbeiten betrachten folgende Aspekte jedoch nicht:

- In der Literatur wurde der Einsatz eines Ejektors in einer Omnibusklimaanlage noch nicht erwähnt.
- In Patenten wie z. B. von der Firma Denso [66] wurde ein zweiter Verdampfer gezeigt. Der Vorteil eines zweiten Verdampfers im Ejektorkältekreislauf auf dem mittleren Druckniveau wurde jedoch nicht wissenschaftlich untersucht.
- Obwohl ein CO₂-Ejektor in der Omnibusklimatisierung Vorteile verspricht, wurde dieser Anwendungsbereich noch nicht näher betrachtet.
- Aufgrund der vielen Möglichkeiten der veränderbaren Geometrieparameter werden in den einzelnen Arbeiten nur bestimmte Teile des Ejektors untersucht und optimiert. Eine Arbeit, in der die Entwicklung eines vollständigen Ejektors durch Geometrieoptimierung beschrieben wird, wurde bisher nicht veröffentlicht.
- Zur Simulation von Ejektorkreisläufen ist es notwendig, die Effizienz und den Massendurchfluss eines Ejektors durch ein Modell beschreiben zu können. Modelle für die Effizienz sind bereits vorgestellt worden. Bisher ist jedoch kein geeignetes Modell für einen Zweiphasenejektor entwickelt worden, das den Treibmassenstrom in Abhängigkeit der Eintrittsparameter beschreibt. In den veröffentlichten Arbeiten werden Modelle vorgestellt, die lediglich spezifische Größen in Relation zueinander setzen. Der Versuch, den Treibmassenstrom mit CFD-Modellen zu beschreiben, erweist sich für die Gesamtkreislaufsimulationen als ungeeignet und die bisherigen Modelle beschreiben die Vorgänge nur für einen eingeschränkten Bereich der Randbedingungen.

1.3 Ziele und Vorgehensweise der Arbeit

Anhand eines CO₂-Ejektorkältekreislaufes für eine Omnibusanlage soll gezeigt werden, dass mit einem zweiten Verdampfer auf dem Mitteldruckniveau die Effizienz eines herkömmlichen Ejektorkreislaufes weiter gesteigert und optimiert werden kann. Der Vorteil eines Zweiverdampfersystems gegenüber einer herkömmlichen Anlage soll durch einen Vergleich der energetischen Effizienz dargestellt werden. Die Effizienz wird mit Hilfe von Simulationen berechnet. Als Simulationsplattform wird Modelica/Dymola und die Modellbibliothek TIL [80] verwendet.

1 Einleitung

Weiterhin soll eine empirische Gleichung zur Beschreibung des Massendurchflusses in Abhängigkeit des Treibdüsendurchmessers entwickelt werden. Zusammen mit der von Fiorenzano [27] vorgestellten Effizienzgleichung soll die Gleichung das Verhalten eines Ejektors beschreiben können. Die für die Gleichungen benötigten Parameter sollen anhand weniger einfacher Messungen bestimmbar sein. Die Untersuchung umfasst den Aufbau eines Prüfstandes, das Design eines Ejektors und die experimentelle Untersuchung von verschiedenen Treibdüsen eines Ejektors.

Ausgehend von den dargestellten Hauptzielen und Notwendigkeiten lassen sich folgende einzelne Ziele zusammenfassen:

- Abschätzung des Effizienzsteigerungspotentials durch die Reduzierung der Drosselverluste anhand der Untersuchung der Drosselverluste verschiedener Kältemittel.
- Darstellung des Vorteils eines CO₂-Ejektorkältekreislaufes mit zwei Verdampfern durch eine Entropieanalyse des Gesamtsystems.
- Untersuchung des Vorteils eines CO₂-Ejektorkältekreislaufes für eine Omnibusklimaanlage durch einen Vergleich der energetischen Effizienz von Ein- und Zweiverdampferanlagen.
- Zusammenfassung der in verschiedenen Arbeiten erzielten Ergebnisse zur Geometrieoptimierung eines Ejektors.
- Entwicklung einer empirischen Gleichung zur Beschreibung des Treibmassenstroms in einem CO₂-Ejektor in Abhängigkeit des Kältemiteleintrittszustandes und des Treidüsendurchmessers.

1.4 Aufbau der Arbeit

Die Arbeit gliedert sich in einen theoretischen und einen experimentellen Teil, wobei der Inhalt der Kapitel 2 bis Kapitel 4 den theoretischen Teil und der Inhalt der Kapitel 5 und Kapitel 6 den experimentellen Teil umfasst.

Der theoretische Teil umfasst die Untersuchung der Drosselverluste, den Vergleich der Drosselverluste für verschiedene Kältemittel in einem herkömmlichen Kältekreislauf und den Vergleich der Drosselverluste einer CO₂-Ejektorklimaanlage für Omnibusse.

Die Abschätzung des Effizienzsteigerungspotentials erfolgt in Kapitel 2.1 bis Kapitel 2.2. Vorab werden im Kapitel 2.1 die Gleichungen zur Berechnung der Drosselverluste in einer Drossel hergeleitet und die thermodynamischen Grundlagen dargestellt. Die Gegenüberstellung der isentropen und isenthalpen Expansion in verengten Querschnitten gibt Aufschluss, welches Potential für eine Effizienzsteigerung die Reduzierung der Drosselverluste birgt und wie diese berechnet werden können. Der Vergleich der Drosselverluste für verschiedene Kältemittel ist Inhalt von Kapitel 2.2.

Wie mit Hilfe eines Ejektors die Drosselverluste in einem Kältekreislauf reduziert werden können, wird in Kapitel 2.2 bis Kapitel 2.3 dargestellt. Die Beschreibung der komplexen Strömungsvorgänge in einem Ejektor erfolgt in Kapitel 2.3. Anhand eines

Analogiemodells und der Definition einer Effizienz für den Ejektor werden die Vorgänge abstrahiert. Das Analogiemodell ermöglicht, das Verhalten eines Ejektors im Kältekreislauf in Abhängigkeit der äußeren Randbedingungen mathematisch auf einfache Weise zu beschreiben. Die für den Ejektor entwickelte Effizienz wird in den folgenden Kapiteln als Vergleichskriterium für Ejektoren herangezogen.

Die Vorteile eines zweiten Verdampfers im Ejektorkältekreislauf auf dem mittleren Druckniveau und die Kenngrößen zur Berechnung des Massenstromverhältnisses in Abhängigkeit der Zustände im Kreislauf werden in Kapitel 3 hergeleitet. Eine exergetische Betrachtung hilft, die Erkenntnisse detaillierter darzustellen.

Im sich anschließenden Kapitel 4 wird die energetische Untersuchung einer CO₂-Ejektorklimaanlage mit einem und mit zwei Verdampfern zur Omnibusklimatisierung präsentiert. Die Untersuchung basiert auf einer Simulation, die verschiedene Kreislaufverschaltungen bei gleichen Randbedingungen hinsichtlich ihrer energetischen Effizienz vergleicht.

Der experimentelle Teil beschreibt den Aufbau des Prüfstands, den Entwurf des untersuchten Ejektors, die Untersuchung der Strömung durch die Treibdüsen in einem CO₂-Ejektor und die Entwicklung einer Korrelation zur Berechnung des Massendurchflusses von CO₂-Ejektoren.

Zunächst wird im Kapitel 5 der Entwurf und die Konstruktion des Ejektors dargestellt, der zur Untersuchung der Strömungsvorgänge genutzt wird. Das Kapitel beinhaltet eine Literaturrecherche zu optimalen Geometrieparametern eines CO₂-Ejektors und fasst die Ergebnisse anderer Arbeiten zu diesem Thema zusammen. Die einzelnen Unterkapitel umfassen je einen Geometrieparameter des Ejektors. Abschließend werden die Parameter für den in dieser Arbeit untersuchten Ejektor vorgestellt.

Im sich anschließenden Kapitel 6 wird die Entwicklung der Strömungskorrelation beschrieben. Der Versuchsaufbau wird in Kapitel 6.1 dargestellt. Die bei der Untersuchung des Ejektors ermittelte Ejektoreffizienz wird in Kapitel 6.2 mit Hilfe zweier empirischer Gleichungen beschrieben.

Die Entwicklung der Korrelation zur Beschreibung des Massenstroms in einem CO₂-Ejektor ist Thema des Kapitels 6.3. Aufgrund der komplexen Strömungsvorgänge im Ejektor wurden bei der Entwicklung der Korrelation zunächst Treibdüsen unabhängig von Ejektoren untersucht. In einem weiteren Schritt erfolgte die Entwicklung der Massenstromkorrelation für den Ejektor, wobei die Erkenntnisse der Treibdüsenuntersuchung auf die Massenstromkorrelation übertragen wurden. Folgend dieser Vorgehensweise wird in diesem Kapitel im ersten Teil die Untersuchung der Treibdüsen und im zweiten Teil die Entwicklung der Korrelation für den Massenstrom im Ejektor beschrieben.

Das Kapitel 7 fasst die Ergebnisse dieser Arbeit zusammen und gibt einen Überblick über interessante Aspekte, die sich aus dieser Arbeit ergeben haben und Motivation für weitere Arbeiten bieten.

2 Reduzierung der Drosselverluste mit Hilfe eines Ejektors

Thema des ersten Teils dieses Kapitels sind die Drosselverluste und ihre Ursachen. Es wird dargestellt, wie die Drosselverluste berechnet werden können. Anschließend werden die Drosselverluste der Kältemittel, die in Tabelle 2.1 aufgelistet sind, für den Anwendungsfall einer Brauchwasserwärmepumpe miteinander verglichen.

Tabelle 2.1: Kältemittel, die hinsichtlich ihrer Drosselverluste in dieser Arbeit mit CO₂ verglichen werden.

Kältetechnische Bezeichnung	Kältemittel	Gruppe
R744	Kohlendioxid	natürliches Kältemittel
R717	Ammoniak	natürliches Kältemittel
R290	Propan	natürliches Kältemittel
R600a	Butan	natürliches Kältemittel
R1234yf	2,3,3,3-Tetrafluorpropen	synthetischer FKW
R134a	1,1,1,2-Tetrafluorethan	synthetischer FKW
R410A	Kältemittelgemisch (R32) 50 % Difluormethan	synthetischer FKW
	(R125) 50 % Pentafluorethan	synthetischer FKW
R407C	Kältemittelgemisch (R32) 23,0 % Difluormethan	synthetischer FKW
	(R125) 25,0 % Pentafluorethan	synthetischer FKW
	(R134a) 52,0 % Tetrafluorethan	synthetischer FKW
R404A	Kältemittelgemisch (R125) 44,0 % Pentafluorethan	synthetischer FKW
	(R134a) 4,0 % Tetrafluorethan	synthetischer FKW
	(R143a) 52,0 % Trifluorethan	synthetischer FKW
R12	Dichlordifluormethan	synthetischer FCKW

Dieser Vergleich zeigt, dass der Einsatz eines Ejektors in Verbindung mit CO₂ bei hohen Temperaturen des Sekundärmediums im Verflüssiger bzw. Gaskühler sinnvoll erscheint. Mit Hilfe eines Ejektors können die Drosselverluste jedoch nur reduziert und nicht vermieden werden. Für die Bewertung, wie effizient ein bestimmter Ejektor die

Drosselverluste reduziert, wird am Ende des Kapitels eine Definition einer Ejektoreffizienz vorgestellt. Diese Effizienz wird im Rahmen dieser Arbeit als Vergleichsgröße herangezogen.

2.1 Analyse der Drosselverluste in Drosseln und Düsen

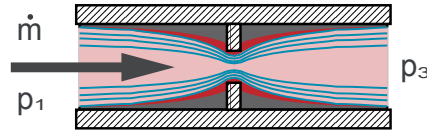


Abbildung 2.1: Fluidströmung durch eine Drossel auf Grund der Druckdifferenz $p_1 - p_3$

Strömt ein Fluid, im dargestellten Fall das Kältemittel, kontinuierlich und stationär durch einen verengten Strömungsquerschnitt, verringert sich der Druck entlang der Strömungsrichtung. Vor der Querschnittsverengung herrscht im Kältemittel der Druck p_1 und weit hinter der Querschnittsverengung der geringere Druck $p_3 < p_1$. Ist das Kältemittel kompressibel, wird es aufgrund der Druckänderung expandiert und zunächst beschleunigt. Die Strömungsprozesse durch Düsen können als adiabat angenommen werden, da auf Grund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten vernachlässigbare Wärmeströme pro Kältemittelmassenstrom vom Strömungskanal in das Fluid übertragen werden. Der erste Hauptsatz der Thermodynamik, angewendet auf eine stationär verlaufende Expansion in einem Strömungskanal unter Vernachlässigung der durch die Erdbeschleunigung hervorgerufenen Kräfte, lautet:

$$0 = \sum_k \left[\dot{m} \left(h + \frac{c^2}{2} \right) \right]_k \quad (2.1)$$

Während der Beschleunigung wird ein Teil der Enthalpie in kinetische Energie umgewandelt und ein Teil wird dissipiert. Im weiteren Verlauf der Strömung wird die durch die Beschleunigung hervorgerufene kinetische Energie durch Reibung im Fluid dissipiert. Sind die Strömungsgeschwindigkeiten am Eintritt und Austritt des Kanals vernachlässigbar klein, kann der Prozess als isenthalp angenommen werden. Dieser isenthalpe Expansionsprozess wird als Drosselung bezeichnet. In Abbildung 2.1 ist ein Drosselvorgang durch eine Blende in einem Kanal dargestellt. Mit Hilfe der Definition der Enthalpie und der Gibbsschen Fundamentalgleichung kann für die Zustandsänderung eines infinitesimalen Volumenelements des Kältemittels folgende Beziehung hergeleitet werden:

$$dh = T ds + v dp \quad (2.2)$$

$$h_{13} = \int_1^3 T ds + \int_1^3 v dp \quad (2.3)$$

Für eine isenthalpe Zustandsänderung gilt:

$$\int_1^3 T ds = - \int_1^3 v dp \quad (2.4)$$

Weiterhin kann mit Hilfe des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik folgende Beziehung für die Dissipationsenergie hergeleitet werden:

$$T ds_{\text{irr}} = T ds - dq \quad (2.5)$$

$$\int_1^3 T ds_{\text{irr}} = \int_1^3 T ds + \int_1^3 dq \quad (2.6)$$

$$\Psi_D = \int_1^3 T ds + q_{13} \quad (2.7)$$

Für einen adiabaten Prozess ist q_{13} gleich Null. Daraus folgt:

$$\Psi_D = \int_1^3 T ds \quad (2.8)$$

Die Dissipationsenergie Ψ_D ist demnach gleich dem Integral der Temperatur in Abhängigkeit der Entropie. Wird Gleichung 2.4 in Gleichung 2.7 eingesetzt, folgt für eine isenthalpe Zustandsänderung mit $h_{13} = 0$:

$$\Psi_D = - \int_1^3 v dp = \int_1^3 T ds \quad (2.9)$$

Die Diagramme Diagramm 2.1 und Diagramm 2.2 dienen zur Veranschaulichung des Drosselprozesses. Die Zustandsänderungen beziehen sich auf die gleiche isenthalpe, adiabate Zustandsänderung von CO_2 , Hochdruck 95 bar, Temperatur am Eintritt 23°C , Niederdruck 40 bar. Im Diagramm 2.1 ist exemplarisch ein Drosselprozess in einem p,v-Diagramm dargestellt. Im Zustand 2 ist das Kältemittel so weit entspannt, dass es als siedende Flüssigkeit vorliegt, und bei weiterer Expansion findet in einem Teil des Kältemittels ein Phasenwechsel statt, sodass ein Gemisch aus siedender Flüssigkeit und gesättigtem Dampf entsteht. Die Fläche zwischen der Ordinate und der Isenthalpen entspricht der Expansionsarbeit und nach Gleichung 2.9 der dissipierten Energie.

Im Diagramm 2.2 ist die Dissipationsarbeit in einem T,s-Diagramm dargestellt und die gekennzeichnete Fläche entspricht dem Integral der Gleichung 2.7. Die dissipierte Energie wird auf einem Temperaturniveau T dissipiert, das sich von dem Umgebungstemperaturniveau T_u unterscheidet. Aus diesem Grund wird nur ein Teil der dissipierten Energie während der Expansion in Anergie umgewandelt.

2 Reduzierung der Drosselverluste mit Hilfe eines Ejektors

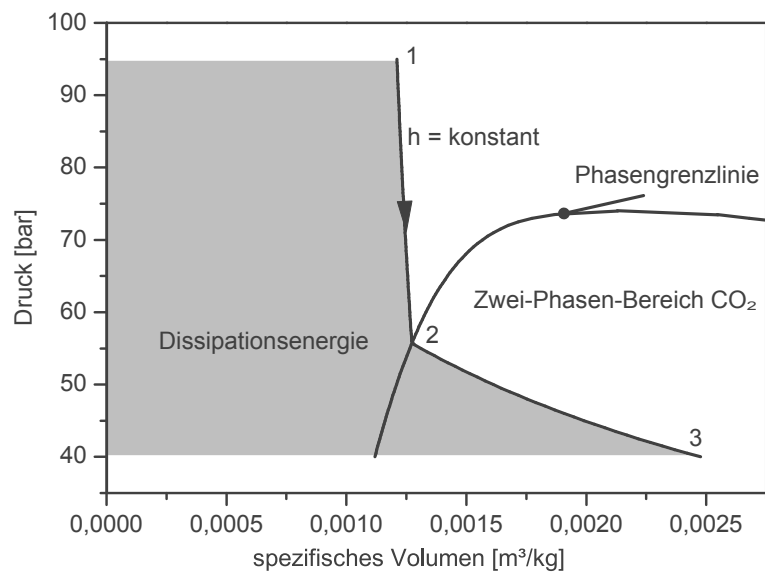


Diagramm 2.1: Zustandsänderung für isenthalpe, adiabate Expansion, Dissipationsenergie (Kältemittel CO₂)

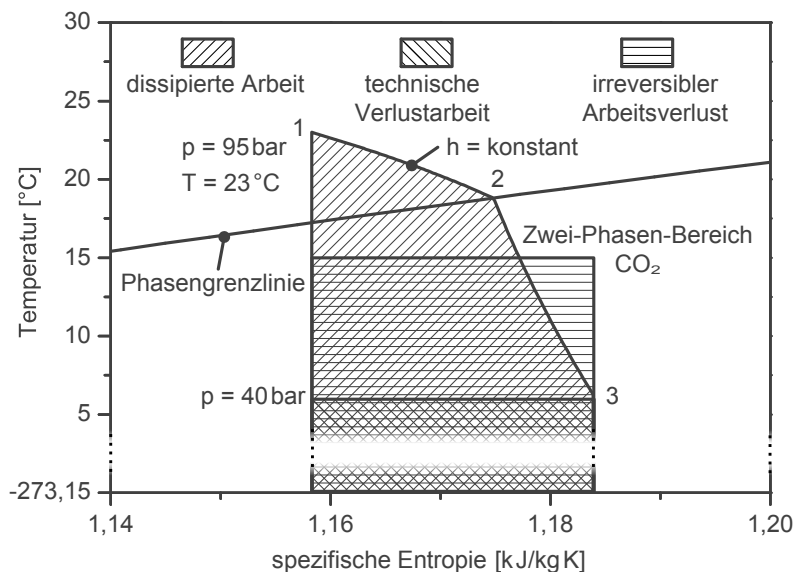


Diagramm 2.2: Zustandsänderung für eine isenthalpe, adiabate Expansion, dissipierte Arbeit, technische Verlustarbeit und irreversibler Arbeitsverlust bei einer angenommenen Umgebungstemperatur von 15 °C (Kältemittel CO₂)

Der irreversible Arbeitsverlust ist wie folgt definiert,

$$W_{\text{irr } 13} = T_u S_{\text{prod}} \quad (2.10)$$

und stellt den Anteil der dissipierten Energie dar, der bezogen auf die Umgebungs-

2.1 Analyse der Drosselverluste in Drosseln und Düsen

temperatur nicht genutzt werden kann. Das Verhältnis des irreversiblen Arbeitsverlustes zu der dissipierten Energie ist abhängig von der Temperaturänderung während der Drosselung und der Umgebungstemperatur. Während des Drosselprozesses wird Exergie in Form von kinetischer Energie in innere Energie umgewandelt und dissipiert. Mit einem Ejektor kann ein Teil der kinetischen Energie genutzt und die dissipierte Energie während des Expansionsprozesses verringert werden.

$$\frac{W_{\text{irr}}}{\Psi_D} = \frac{T_u}{T} \quad (2.11)$$

Im Vergleich zur adiabaten, isenthalpen Zustandsänderung wird die kinetische Energie bei einer isentropen Expansion nicht durch Reibung dissipiert. Diese Zustandsänderung soll hier anhand der Strömung durch eine Düse veranschaulicht werden, da das Kältemittel in einem Ejektor auf die gleiche Weise expandiert wird. In Abbildung 2.2 ist die Strömung durch eine Düse dargestellt, die bei Vernachlässigung der Reibung isentrop verläuft. Der aus der Düse austretende Strahl besitzt die Geschwindigkeit c_3 .

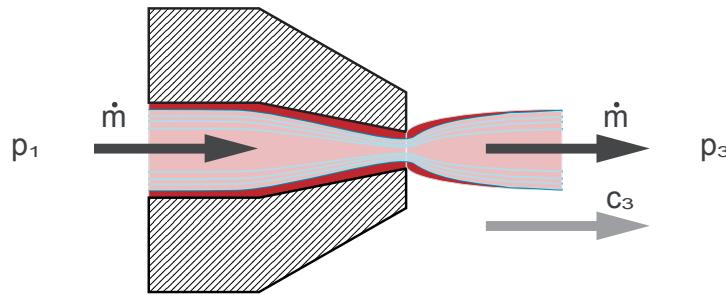


Abbildung 2.2: Expansion in einer Düse

Gleichung 2.1 zeigt, dass die Enthalpieänderung gleich der Änderung der kinetischen Energie ist. Für einen adiabaten Strömungsprozess gilt:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_3^{\text{isentrop}} + \frac{c_3^2}{2} \quad (2.12)$$

Unter der Annahme, dass die Geschwindigkeit c_1 am Eintritt der Düse gleich Null ist, ergibt sich folgender Zusammenhang.

$$h_1 = h_3^{\text{isentrop}} + \frac{c_3^2}{2} \quad (2.13)$$

Die spezifische Enthalpie wird um den Betrag gemindert, um den sich die spezifische kinetische Energie erhöht.

Bei nichtisentroper, adiabater Zustandsänderung ist die kinetische Energie am Austritt der Düse geringer, da bereits während der Beschleunigung des Kältemittels dissipative Effekte einen Einfluss haben. Im Fall der adiabaten Drosselung ist der Anteil

2 Reduzierung der Drosselverluste mit Hilfe eines Ejektors

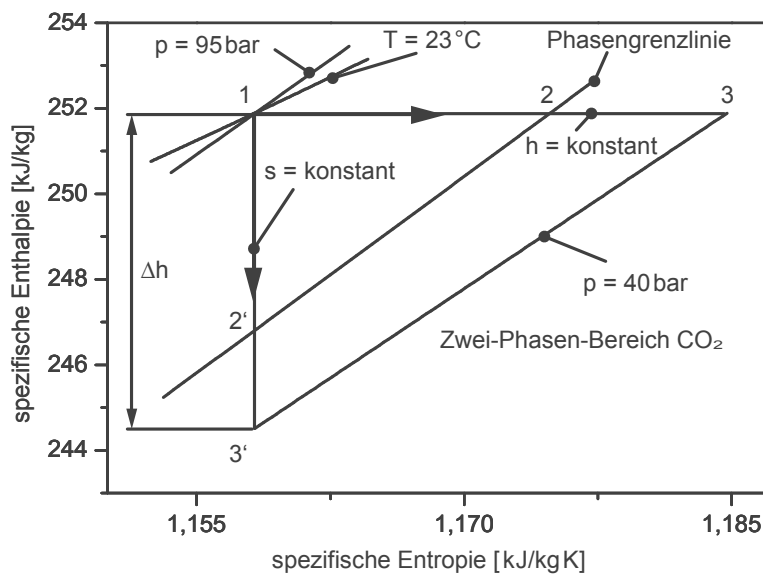


Diagramm 2.3: Expansion im h,s -Diagramm (Kältemittel CO_2)

der dissipierten Energie gleich dem Anteil der kinetischen Energie bei isentroper Zustandsänderung:

$$h_1 = h_3^{\text{isentrop}} + \Delta h_{\text{Verl}} \quad (2.14)$$

Wobei Δh_{Verl} die Enthalpiedifferenz $h_3^{\text{isenthalp}} - h_3^{\text{isentrop}}$ und damit den dissipierten Anteil repräsentiert. In einem Kältekreislauf mit einer Drossel wird die spezifische Kälteleistung um diesen Betrag gemindert. Die entsprechende Energiedifferenz wird als Drosselverlust bezeichnet. Im Diagramm 2.3 sind die isentropen und die isenthalpen Zustandsänderungen für eine Expansion dargestellt.

Bei höheren Eintrittstemperaturen und höheren Eintrittsdrücken steigt die Enthalpiedifferenz Δh_{Verl} . In einem Kältekreislauf ist das der Fall, wenn die Umgebungstemperatur steigt. Ursache für das erhöhte Δh_{Verl} sind die thermophysikalischen Eigenschaften der Kältemittel. Im p,h -Diagramm 2.4 sind zum Vergleich die Zustandsänderungen für eine Expansion dargestellt, die sich hinsichtlich des Drucks und der Temperatur am Eintritt unterscheiden.

Mit steigender Enthalpie verlaufen die Isentropen flacher. Wird das Kältemittel zwischen den gleichen Drücken jedoch mit höheren Eintrittstemperaturen in einer Drossel entspannt, treten höhere Drosselverluste auf. Zudem steigen die Drosselverluste mit zunehmendem Hochdruck.

2.2 Leistungsbezogene Drosselverluste verschiedener Kältemittel

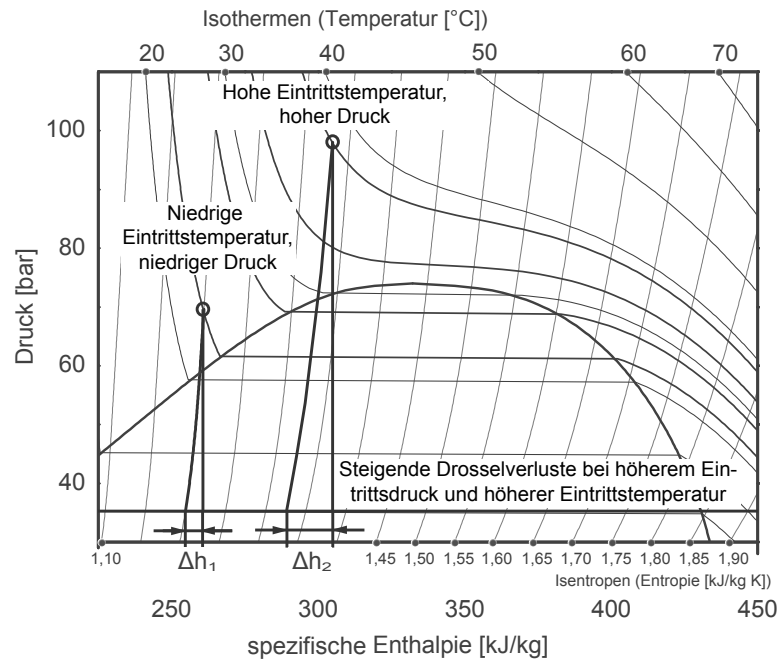


Diagramm 2.4: Erhöhung der Drosselverluste durch einen höheren Eintrittsdruck und eine höhere Eintrittsenthalpie in einer Düse bei einer Expansion auf einen Niederdruck von 35 bar (Kältemittel CO₂)

2.2 Leistungsbezogene Drosselverluste verschiedener Kältemittel

Wird CO₂ mit anderen Kältemitteln verglichen, werden in der Literatur oft die hohen Drosselverluste herangezogen. Konkrete Werte für Drosselverluste sind jedoch selten zu finden. Die ermittelten Werte sind meist massenspezifisch angegeben und es werden nur einzelne Kältemittel mit CO₂ verglichen. Zudem erfolgt der Vergleich oft nur für einen eng begrenzten Anwendungsbereich.

Die Drosselverluste in einem Kältekreislauf sind abhängig vom verwendeten Kältemittel und den Zustandsänderungen im Kreislauf. Für einen Vergleich der Verluste verschiedener Kältemittel bietet es sich an, die Verluste auf den Nutzen zu beziehen. Das Verhältnis ξ repräsentiert die pro Kälteleistung hervorgerufenen Drosselverluste:

$$\xi = \frac{\Delta h_{\text{Verl}} \cdot \dot{m}}{\Delta h_k \cdot \dot{m}} \quad (2.15)$$

Der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Vergleich bezieht sich auf ein Wärmepumpensystem, welches zur Erwärmung von Wasser verwendet wird. Im Kapitel 2 wurden thermodynamische Grundlagen der Drosselverluste dargestellt. Dabei wurden die Drosselverluste durch Δh_{Verl} und die Enthalpiedifferenz im Verdampfer durch Δh_k repräsentiert.

Wie die Drosselverluste Δh_{Verl} ist das Verhältnis ξ abhängig von den Zustandsänderungen im Kältekreislauf. Ein Vergleich für verschiedene Kältemittel ist nur sinnvoll,

2 Reduzierung der Drosselverluste mit Hilfe eines Ejektors

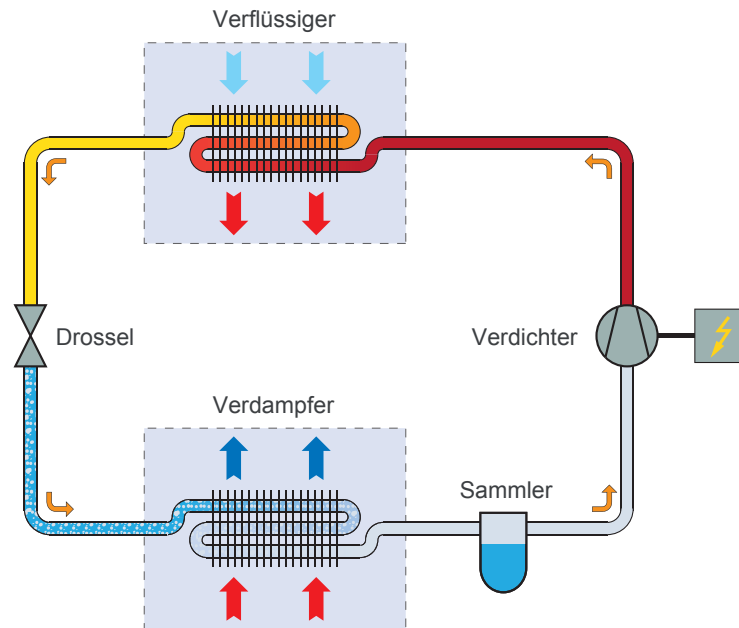


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung eines herkömmlichen Kältekreislaufes

wenn unter den gegebenen Randbedingungen die zugrunde liegende Prozessführung und damit der COP (Coefficient of Performance) optimiert sind. In einer vergleichenden Rechnung wurde aus diesem Grund angenommen, dass der Verflüssiger nach dem Gegenstromprinzip arbeitet und dass sich die Temperaturverläufe von Wasser und Kältemittel im Pinchpoint und am Austritt des Verflüssigers der Temperatur des Wassers bis auf 3 K annähern. Weiterhin wurde angenommen, dass der Verdichter das Kältemittel als gesättigten Dampf bei 0 °C ansaugt und das Kältemittel nach dem Verdampfer nicht überhitzt wird. Für alle Berechnungen wurde eine isentrope Verdichtereffizienz von 0,7 gewählt. In Abbildung 2.3 ist der Kreislauf, auf den sich die Berechnungen beziehen, dargestellt. Die Prozessführung folgt der eines herkömmlichen Kälteprozesses.

In Diagramm 2.5, Diagramm 2.6, Diagramm 2.7 und Diagramm 2.8 ist das Verhältnis der Drosselverluste bezogen auf die Heizleistung für den Fall, dass Wasser auf 60 °C, 50 °C, 40 °C bzw. 30 °C erhitzt wird, dargestellt. Die Wassereintrittstemperaturen liegen bei 20 °C, 25 °C, 30 °C bzw. 35 °C. Bei allen Kältemitteln und in jedem Anwendungsfall steigen die auf die Heizleistung bezogenen Drosselverluste mit der Eintrittstemperatur des Wassers und mit der Erwärmung des Wassers auf höhere Temperaturen. Die niedrigsten Drosselverluste treten bei den Kältemitteln R134a, Ammoniak, Butan und R12 auf. Die höchsten Drosselverluste treten bei den Kältemitteln R404A, R407C und CO₂ auf, wobei CO₂ im Vergleich zu allen anderen Kältemitteln signifikant höhere Drosselverluste aufweist. Unter anderem erkannte Lorentzen [54], dass die hohen Druckdifferenzen in CO₂-Kältekreisläufen der Grund für hohe Exergiedissipation während des Drosselvorgangs sind.

2.2 Leistungsbezogene Drosselverluste verschiedener Kältemittel

Zusammenfassend kann davon ausgegangen werden, dass die Anwendung eines Ejektors in Verbindung mit dem Kältemittel CO_2 am sinnvollsten erscheint, da bei diesem Kältemittel im Vergleich signifikant höhere Drosselverluste auftreten. Das bedeutet, dass bei CO_2 das höchste Potential besteht durch die Reduzierung der Drosselverluste mit Hilfe eines Ejektors eine unter ökonomischen Gesichtspunkten erfolgversprechende Steigerung der energetischen Effizienz zu erreichen. Das höchste Potential besteht, bei einem Wärmeübertrager, in dem Wasser von 35°C auf 50°C erwärmt wird.

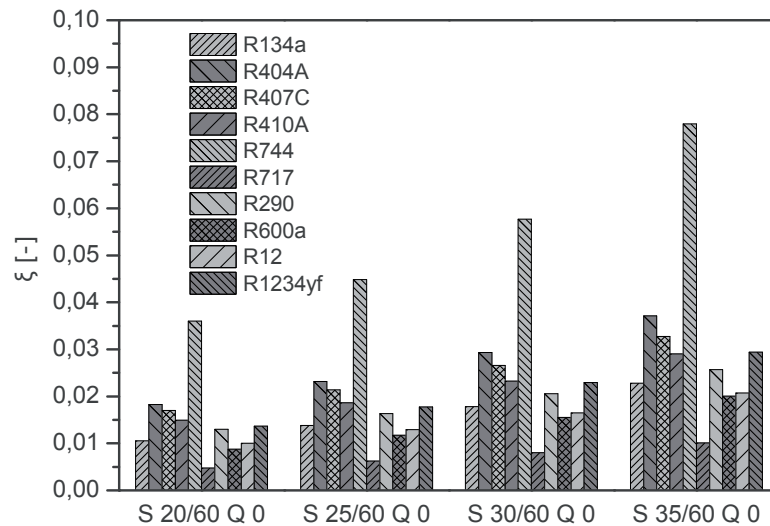


Diagramm 2.5: Dissipierte Energie bezogen auf die Heizleistung für die Erwärmung von Wasser auf 60°C . S kennzeichnet die Bedingungen der Wärmesenke und die Temperaturen, zwischen denen das Wasser erhitzt wird. Q kennzeichnet die Bedingungen der Wärmequelle und im dargestellten Fall wird eine Verdampfungstemperatur von 0°C angenommen.

2 Reduzierung der Drosselverluste mit Hilfe eines Ejektors

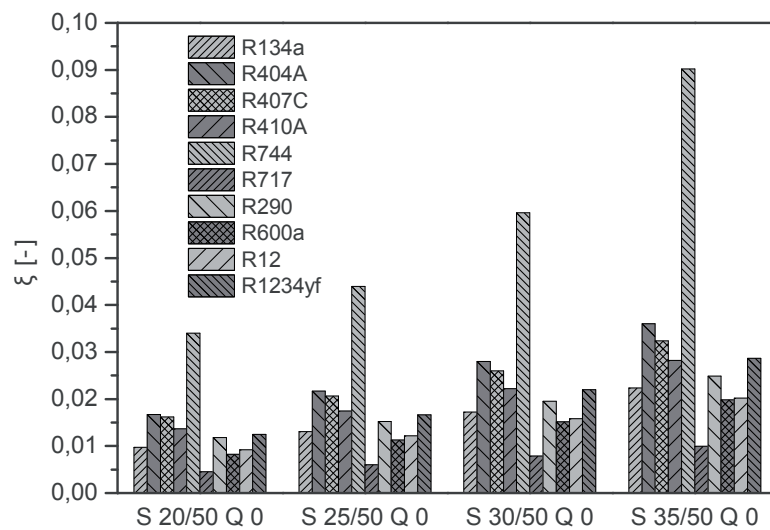


Diagramm 2.6: Dissipierte Energie bezogen auf die Heizleistung für die Erwärmung von Wasser auf 50 °C. S kennzeichnet die Bedingungen der Wärmesenke und die Temperaturen, zwischen denen das Wasser erhitzt wird. Q kennzeichnet die Bedingungen der Wärmequelle und im dargestellten Fall wird eine Verdampfungstemperatur von 0 °C angenommen.

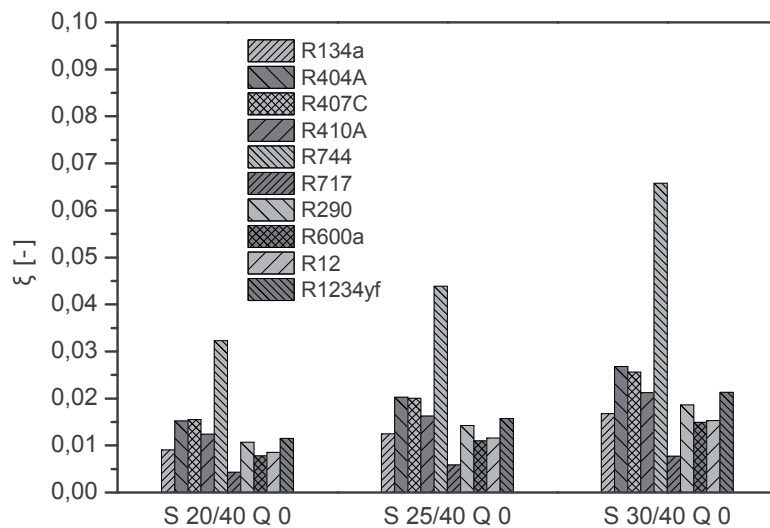


Diagramm 2.7: Dissipierte Energie bezogen auf die Heizleistung für die Erwärmung von Wasser auf 40 °C. S kennzeichnet die Bedingungen der Wärmesenke und die Temperaturen, zwischen denen das Wasser erhitzt wird. Q kennzeichnet die Bedingungen der Wärmequelle und im dargestellten Fall wird eine Verdampfungstemperatur von 0 °C angenommen.

2.2 Leistungsbezogene Drosselverluste verschiedener Kältemittel

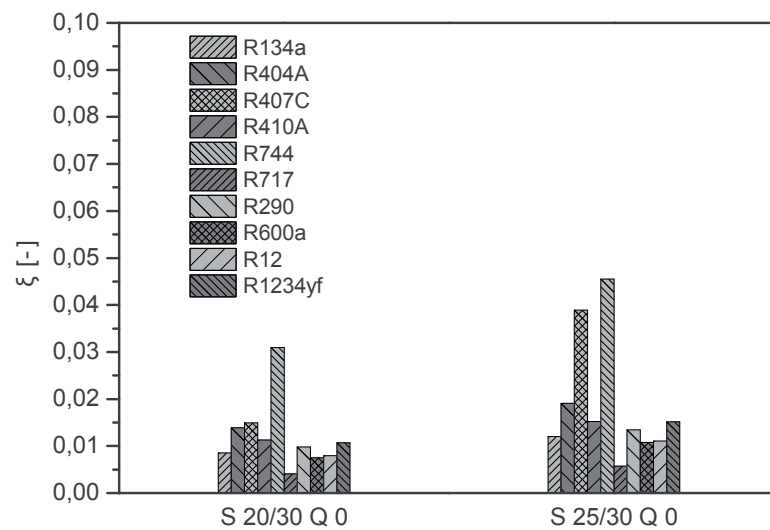


Diagramm 2.8: Dissipierte Energie bezogen auf die Heizleistung für die Erwärmung von Wasser auf 30 °C. S kennzeichnet die Bedingungen der Wärmesenke und die Temperaturen, zwischen denen das Wasser erhitzt wird. Q kennzeichnet die Bedingungen der Wärmequelle und im dargestellten Fall wird eine Verdampfungstemperatur von 0 °C angenommen.

2.3 Ejektoreffizienz

Die im vorherigen Kapitel beschriebenen Drosselverluste können mit einem Ejektor lediglich gemindert und nicht verhindert werden. Wie effizient ein Ejektor die Drosselverluste reduzieren kann, ist in erster Linie von der Ejektorgeometrie abhängig. In diesem Kapitel soll eine Möglichkeit einer Effizienzdefinition vorgestellt werden, die mit Hilfe eines Analogiemodells hergeleitet wird. Das vorgestellte Modell entspricht dem Modell, welches von Köhler [46] vorgestellt wurde und für das Fiorenzano [27] für die Effizienzdefinition eine empirische Gleichung entwickelt hat.

Das Modell bezieht sich dabei nicht auf die komplexen Strömungsvorgänge im Ejektor und es wird angenommen, dass sich die Vorgänge im Ejektor in einem stationären Zustand befinden. Das Modell basiert auf der Überlegung, dass das Kältemittel mit Hilfe einer Turbine expandiert wird und mit der gewonnenen Leistung ein Verdichter angetrieben wird, der einen zweiten Kältemittelstrom verdichtet. Die Effizienz des Ejektors ergibt sich aus den Effizienzen der Turbine und des Verdichters.

Ein Schema des Modells ist in Abbildung 2.4 dargestellt. In einer Turbine wird der Treibstrom \dot{m}_t vom Druckniveau p_h auf das Druckniveau p_m entspannt und die gewonnene Expansionsarbeit \dot{W}_t wird einem Verdichter zugeführt, der einen zweiten Strom \dot{m}_s vom Druckniveau p_n ansaugt und auf das Druckniveau p_m verdichtet. Dabei wird der Druck um den Betrag Δp_r erhöht. Beide eintretenden Ströme werden nach der Verdichtung bzw. Expansion gemischt und treten aus dem Ejektor aus (Zustand 6). Die entsprechenden Zustandsänderungen sind im p,h -Diagramm 2.10 dargestellt. Die im Diagramm 2.10 gekennzeichneten Eintritts- (Zustand 1 und 2) und Austrittszustände (Zustand 6) für das Analogiemodell entsprechen denen im Diagramm 2.9 für den realen Ejektor.

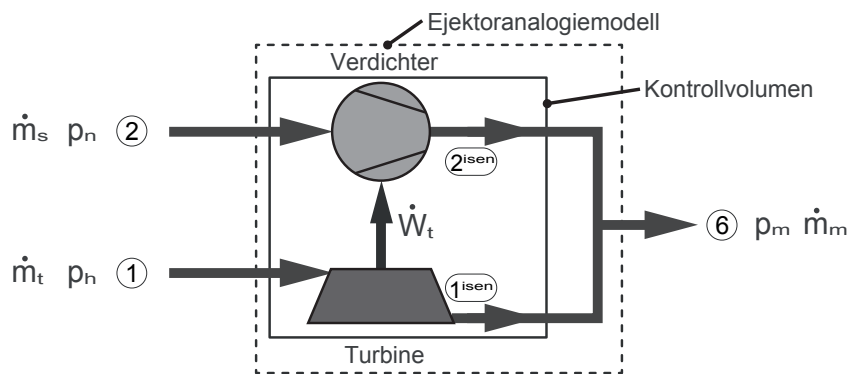


Abbildung 2.4: Analogiemodell als Basis für die Definition der Ejektoreffizienz (Idealisierte Zustandsänderungen siehe Diagramm 2.10)

Nach der Expansion und nach der Verdichtung tritt das Kältemittel bei einer isentropen Zustandsänderung jeweils mit der Austrittsenthalpie h_1^{isen} bzw. h_2^{isen} (Zustand 1^{isen} , 2^{isen}) aus der Turbine bzw. dem Verdichter aus. Die verlustbehafteten Prozesse und Zustandsänderungen in der Turbine und im Verdichter können durch die isentropen Effizienzen beschrieben werden:

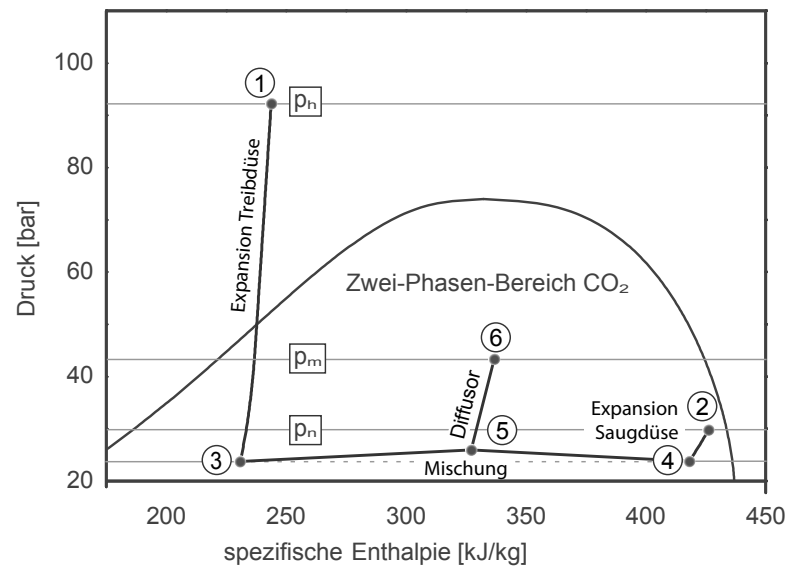


Diagramm 2.9: Idealisierte Zustandsänderungen des CO_2 in einem Ejektor im p,h -Diagramm (Aufbau Ejektor siehe Abbildung 1.1)

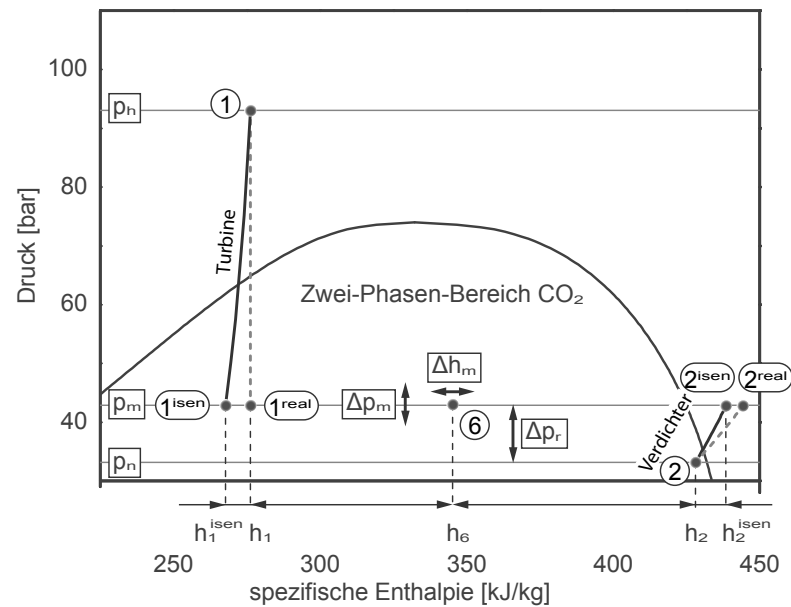


Diagramm 2.10: Angenommene Zustandsänderungen für das Analogiemodell in einem p,h -Diagramm für CO_2 (Analogiemodell siehe Abbildung 2.4)

2 Reduzierung der Drosselverluste mit Hilfe eines Ejektors

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_1^{\text{real}}}{h_1 - h_1^{\text{isen}}} \quad (2.16)$$

$$\eta_V = \frac{h_2^{\text{isen}} - h_2}{h_2^{\text{real}} - h_2} \quad (2.17)$$

Die Ejektoreffizienz η_E ergibt sich aus dem Produkt der beiden Einzeleffizienzen:

$$\eta_E = \frac{h_1 - h_1^{\text{real}}}{h_1 - h_1^{\text{isen}}} \cdot \frac{h_2^{\text{isen}} - h_2}{h_2^{\text{real}} - h_2} \quad (2.18)$$

$$\eta_E = \frac{h_1 - h_1^{\text{real}}}{h_2^{\text{real}} - h_2} \cdot \frac{h_2^{\text{isen}} - h_2}{h_1 - h_1^{\text{isen}}} \quad (2.19)$$

Wird der erste Hauptsatz der Thermodynamik auf das in Abbildung 2.4 dargestellte Kontrollvolumen angewendet, folgt:

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_t} = \Psi = \frac{h_1 - h_1^{\text{real}}}{h_2^{\text{real}} - h_2} \quad (2.20)$$

Hierbei repräsentiert Ψ das Massenstromverhältnis. Wird Gleichung 2.20 in Gleichung 2.19 eingesetzt, folgt:

$$\eta_E = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_t} \cdot \frac{h_2^{\text{isen}} - h_2}{h_1 - h_1^{\text{isen}}} \quad (2.21)$$

Diese Ejektoreffizienz kann interpretiert werden. Der Term im Nenner entspricht nach Gleichung 2.9 der maximal nutzbaren Expansionsarbeit bei einer Expansion auf das Druckniveau p_m . Der Term im Zähler entspricht der geleisteten Verdichtungsarbeit bei isentroper Verdichtung des Saugstroms auf das Druckniveau p_m .

$$\dot{m}_t \cdot \int_{p_h}^{p_m} v_t dp = \dot{m}_t \cdot \Delta h = \dot{m}_t \cdot (h_1 - h_1^{\text{isen}}) \quad (2.22)$$

$$\dot{m}_s \cdot \int_{p_n}^{p_m} v_s dp = \dot{m}_s \cdot (h_2^{\text{isen}} - h_2) \quad (2.23)$$

Die Ejektoreffizienz stellt damit das Verhältnis von geleisteter Verdichtungsarbeit zu maximal nutzbarer Expansionsarbeit für ein bestimmtes Druckniveau p_m dar. Die

Ejektoreffizienz steigt mit zunehmendem angesaugten Massenstrom m_s und mit steigender Enthalpiedifferenz $h_2^{\text{isen}} - h_2$. Die Enthalpiedifferenz ist umso größer, je größer die Druckdifferenz Δp_r ist. Das bedeutet, je mehr Massenstrom bei einer bestimmten Druckdifferenz bezogen auf die maximal nutzbare Expansionsarbeit gefördert wird, desto höher ist die Effizienz.

Die hier vorgestellte Ejektoreffizienz wurde in der Form der Gleichung 2.21 erstmals von Köhler [46] definiert. Zu dem gleichen Ergebnis kam Elbel [24], dessen Herleitung auf der Betrachtung der Expansions- und Verdichtungsarbeiten besteht. Er bildet das Verhältnis der genutzten Arbeit zu der maximal nutzbaren Arbeit. Diese Effizienzdefinition wurde von Nakagawa [62] übernommen. Der Vorteil der in dieser Art definierten Ejektoreffizienz ist die Unabhängigkeit von anderen Komponenten und Prozessen im Kältekreislauf. Die Effizienz ist allein von den Eintritts- und Austrittsbedingungen abhängig, die auf einfache Weise gemessen werden können.

Eine ähnliche Ejektoreffizienz definierte Matsuo [57]. Dabei geht er von einem Gas als Arbeitsmedium aus und setzt die Verdichtungsarbeit bei isentroper Zustandsänderung und die Expansionsarbeit ins Verhältnis. Für die Formulierung wurden die Gleichungen für die Zustandsänderungen idealer Gase verwendet. Die vorgestellte Definition ist direkt von den Drücken abhängig. Für ein Gas kann mit Hilfe des Druckes und der Temperatur der Zustand eindeutig bestimmt werden. Für einen Ejektor, der mit einem zweiphasigen Kältemittel arbeitet, ist das nicht möglich und die Zustände müssen über eindeutige Größen wie zum Beispiel die spezifische Enthalpie erfasst werden. In dieser Hinsicht unterscheidet sich die Definition von Matsuo. Sie basiert jedoch auf den gleichen Überlegungen.

Takeuchi [76] und Ozaki [67] definierten eine ähnliche Ejektoreffizienz mit dem Unterschied, dass beide die Effizienzen auf den Druck am Austritt der Treibdüse (Zustand 3 und 4, siehe Abbildung 1.1 und Diagramm 1.1) beziehen. Aus den Arbeiten geht nicht hervor, ob dieser Druck gemessen oder aus anderen Berechnungen bestimmt wurde.

Bisher wurden Ejektoreffizienzen häufig basierend auf numerischen Berechnungen definiert. Hierbei werden für die einzelnen Komponenten Effizienzen definiert und zu einer Gesamteffizienz zusammengefasst. Die Bestimmung der Effizienzparameter aus Messdaten ist jedoch sehr schwierig oder unmöglich. Auf Grund der thermodynamischen Nichtgleichgewichtseffekte im Ejektor können die Zustände zur Parametrisierung nicht erfasst werden. Ein Beispiel für eine derartige Definition ist die Effizienz, wie sie Kornhauser [47] vorgestellt hat.

Die von Cunningham [14] definierte und bei der ASME präsentierte Effizienzdefinition beruht auf dem Verhältnis zwischen gewonnener Verdichtungsarbeit des Saugstroms und der dissipierten Energie. Dabei wird die Verdichtung idealisiert als isotherm angenommen.

Butrymowicz [10] leitete seine Definition aus der Überlegung her, die Verbesserung des Gesamt-COP des Kreislaufes zu ermitteln. Er definierte dafür ein dimensionsloses Arbeitspotential, was die Effizienzen des Verdichters im Kältemittelkreislauf enthält. Diese Effizienz bezieht sich damit nicht allein auf den Ejektor und ist nur für eine Verschaltungsvariante des Ejektors gültig. Die gleiche Effizienz benutzt auch Henzler [37], [36].

Eine weitere Effizienz wurde von Akagi [1] präsentiert. Die Effizienz basiert auf der Beschreibung der Strömungsverhältnisse in der Saugdüse. Mit dem funktionalen Zusammenhang zwischen Saugmassenstrom und Druckabfall in der Saugdüse wird die

Effizienz beschrieben. Hierfür muss jedoch eine Düseneffizienz angenommen werden.

Ksayer [48] stützt sich bei seiner Definition auf Geometrieparameter des Ejektors. Er definiert eine Flächeneffizienz, die den effektiven Strömungsquerschnitt des Mischrohrs beschreibt. Zur Berechnung der Effizienz ist der Druck am Austritt der Saugdüse zu bestimmen. Dies gestaltet sich jedoch schwierig und ist zum Teil nicht hinreichend genau möglich oder erfordert einen hohen Aufwand.

2.4 Abhängigkeit des Kältemittelzustandes am Ejektoraustritt von der Ejektoreffizienz

Mit zunehmender Ejektoreffizienz steigen das Massenstromverhältnis und die Austrittsenthalpie. Das maximal erreichbare Massenstromverhältnis ergibt sich in einem idealen Ejektor mit einer Effizienz von 1 bei isentropen Zustandsänderungen und kann mit Hilfe der Definition der Ejektoreffizienzdefinition berechnet werden.

Der Zustand des Kältemittels am Ejektoraustritt kann durch die Enthalpie h_6 und den Druck p_m beschrieben werden. Wird am Austritt des Ejektors ein bestimmter Druck eingestellt, ergeben sich in Abhängigkeit der Eintrittszustände die Austrittsenthalpie und der Treibmassenstrom, mit dessen Hilfe der zweite Massenstrom angesaugt wird. Die beiden Massenströme stehen für diesen Zustand in einem bestimmten Verhältnis.

Wird der erste Hauptsatz der Thermodynamik auf ein Kontrollvolumen um das gesamte Ejektoranalogiemodell angewendet, kann das Massenstromverhältnis aus Gleichung 2.20 auch durch Enthalpiedifferenzenverhältnisse beschrieben werden.

$$\psi = \frac{h_6 - h_1}{h_2 - h_6} \quad (2.24)$$

Wird Gleichung 2.24 in Gleichung 2.21 eingesetzt, folgt:

$$\eta_E = \frac{h_6 - h_1}{h_2 - h_6} \cdot \frac{h_2^{\text{isen}} - h_2}{h_1 - h_1^{\text{isen}}} \quad (2.25)$$

Sind die Eintritts- und Austrittsbedingungen bekannt, kann mit Hilfe der Gleichung 2.25 die Ejektoreffizienz berechnet werden. Die Effizienz ist bei gegebenen Eintrittsbedingungen eine Funktion der Austrittsenthalpie h_6 bzw. des Austrittsdruckes p_m ($\eta_E = f(h_6, p_m)$). Sind die Eintrittsbedingungen und die Ejektoreffizienz bekannt, können die spezifische Austrittsenthalpie in Abhängigkeit des Austrittsdruckes bzw. der Austrittsdruck bei bekannter Enthalpie berechnet werden, ($h_1^{\text{isen}} = f(p_m)$ und $h_2^{\text{isen}} = f(p_m)$).

Die Enthalpiedifferenzen in der Gleichung 2.25 können auf einfache Weise aus einem p,h-Diagramm abgelesen werden. Im Diagramm 2.10 sind die Zustandsänderungen für ein Beispiel dargestellt. Eine Analyse der Zustandsänderungen zeigt, dass bei einer Verringerung der Austrittsenthalpie um Δh_m (Änderung der Streckenverhältnisse im ersten Term von Gleichung 2.25) und einer Verringerung des Austrittsdruckes um Δp_m (Änderung der Streckenverhältnisse im zweiten Term von Gleichung 2.25) sich auch die Ejektoreffizienz verringert.

2 Reduzierung der Drosselverluste mit Hilfe eines Ejektors

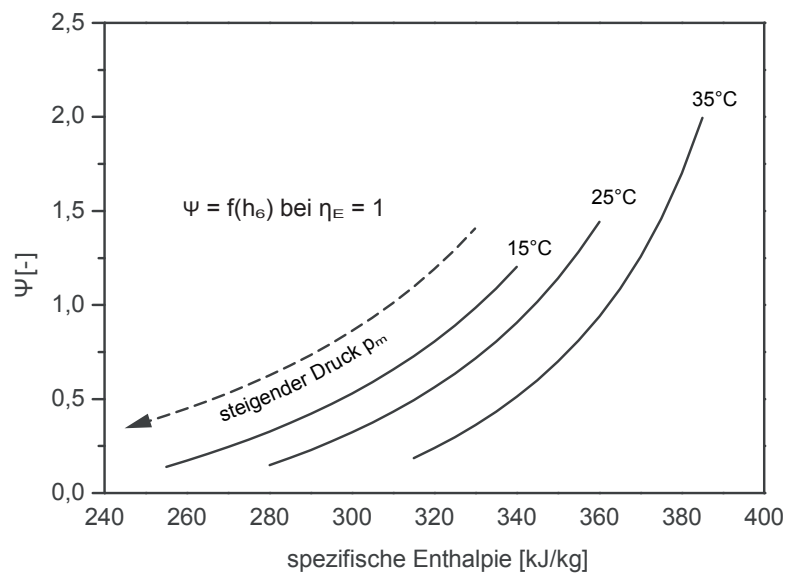


Diagramm 2.12: Massenstromverhältnis Ψ in Abhängigkeit der Austrittsenthalpie h_6 bei bekannten Eintrittsbedingungen (Zustände 1 und 2, Zustand 1 variiert, die Zustände entsprechen denen im p,h -Diagramm 2.11) für eine Ejektoreffizienz η_E von 1

p,h -Diagramm unterhalb der entsprechenden Kurve für die isentropen Zustandsänderungen. Die Austrittsenthalpie h_6 ist bei einem Austrittsdruck p_m geringer. Im Diagramm 2.14 sind die zu einer Austrittsenthalpie h_6 zugehörigen Austrittsdrücke p_m , die sich aus der Gleichung 2.25 ergeben würden, für verschiedene angenommene Ejektoreffizienzen aufgetragen. Mit zunehmender Ejektoreffizienz steigt die Austrittsenthalpie h_m bei gegebenem Druck p_6 .

Die Kurven treffen sich in den Extrema bei maximalem Druck am Ejektoraustritt ($p_m = p_h$) im Punkt des Treibstromeintritts (Zustand 1) und bei minimalem Druck am Ejektoraustritt ($p_m = p_n$) im Punkt des Eintrittszustands auf der Saugseite (Zustand 2). In diesen in der Realität nicht einstellbaren Extrempunkten würde sich ein Massenstromverhältnis von Null bzw. unendlich ergeben. Zudem treten ab einem bestimmten, kritischen Druck p_{6krit} Rückströmungen im Ejektor auf. Dabei strömt das Kältemittel anstatt am Diffusor am Saugstromanschluss aus. Für diese Fälle ist die Gleichung 2.25 nicht mehr gültig.

2.4 Abhängigkeit des Kältemittelzustandes am Ejektoraustritt von der Ejektoreffizienz

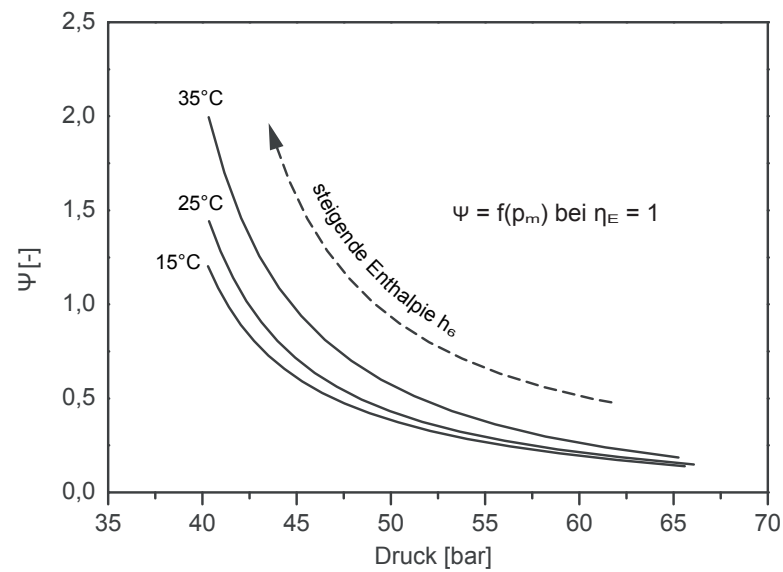


Diagramm 2.13: Massenstromverhältnis Ψ in Abhängigkeit des Austrittsdruck p_m bei bekannten Eintrittsbedingungen (Zustände 1 und 2, Zustand 1 variiert, die Zustände entsprechen denen im p,h -Diagramm 2.11) für eine Ejektoreffizienz η_E von 1

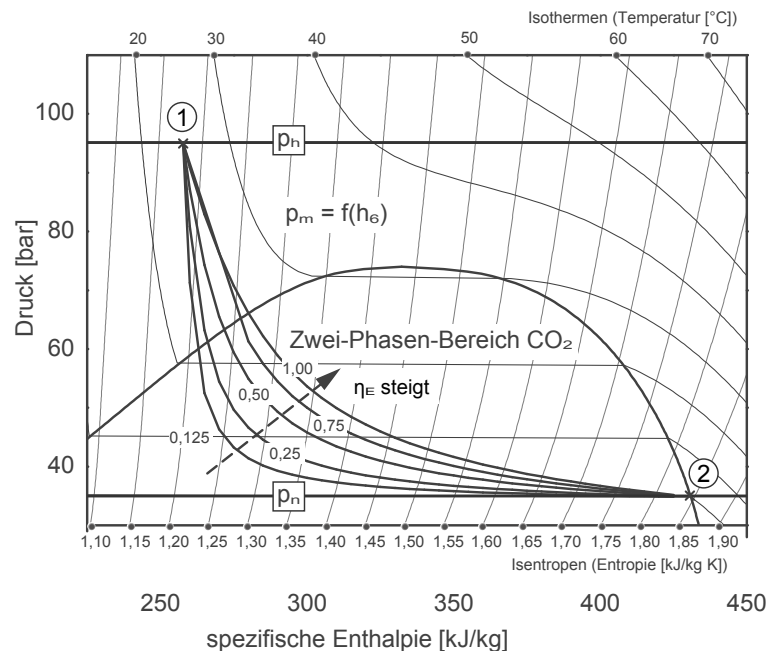


Diagramm 2.14: Darstellung des Zusammenhangs $p_m = f(h_6)$ bei vorgegebenen Eintrittsbedingungen für verschiedene Ejektoreffizienzen η_E

3 Vorteile einer Zweiverdampferanlage

In Patenten wie z. B. von der Firma Denso [66] wurde ein zweiter Verdampfer gezeigt. Der Vorteil eines zweiten Verdampfers im Ejektorkältekreislauf auf dem mittleren Druckniveau wurde jedoch nicht wissenschaftlich untersucht.

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen und die Analyse des herkömmlichen Ejektorkreislaufes zeigen, dass ein zweiter Verdampfer, der zwischen dem Ejektoraustritt und dem Separator das Kältemittel teilweise verdampft, die energetische Effizienz des Kreislaufs steigern kann.

Der Vorteil ist besonders hoch, wenn bei Kältekreisläufen zur Kühlung das zu kühlende Medium beim Durchströmen des Verdampfers stark abgekühlt wird. In diesem Fall treten im Kreislauf mit nur einem Verdampfer bei der Verdampfung Temperaturdifferenzen zwischen Kältemittel und zu kühlenden Medium auf. Diese bei der Wärmeübertragung auftretenden hohen Temperaturdifferenzen verursachen eine erhöhte Entropieproduktion und verringern den äußeren Gütegrad des Kältekreislaufs.

Mit Hilfe des zweiten Verdampfers kann das zu kühlende Medium in einem ersten Schritt bei einer höheren Verdampfungstemperatur vorgekühlt werden und in einem zweiten Schritt im weiteren Verdampfer bei einer niedrigeren Verdampfungstempera-

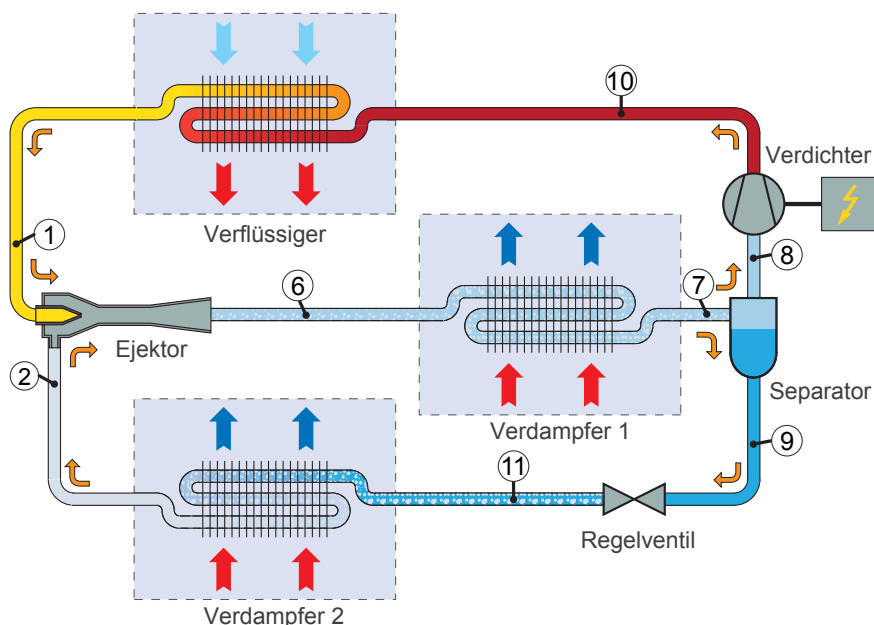


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung eines Ejektorkältekreislaufes mit zwei Verdampfern (Zustände vgl. Diagramm 3.1)

3 Vorteile einer Zweiverdampferanlage

tur bis zu gewünschten Temperatur abgekühlt werden. Dadurch reduzieren sich die im Mittel auftretenden Temperaturdifferenzen zwischen dem zu kühlenden Medium und dem verdampfenden Kältemittel. Die Reduktion der daraus resultierenden Entropieproduktion wurde untersucht und die Ergebnisse werden in Kapitel 3.1 dargestellt.

Ein weiterer Vorteil ergibt sich daraus, dass zur Regelung des Ejektorkältekreislaufs ein weiterer Parameter zur Verfügung steht. Die Regelaufgabe besteht darin, dass bei gegebenen Umgebungsbedingungen die geforderte Kälte- bzw. Heizleistung so effizient wie möglich bereitgestellt wird. Dies wird bei einem CO₂-Kältekreislauf durch das Einstellen eines optimalen Hochdrucks erreicht. Der optimale Hochdruck ist nach Inokuty [41] von der Umgebungstemperatur abhängig. Der Niederdruck ist von der geforderten Austrittstemperatur des zu kühlenden Mediums abhängig. Er muss so gewählt werden, dass die Verdampfungstemperatur unter der geforderten Austrittstemperatur des zu kühlenden Mediums liegt. Bei einem CO₂-Ejektorkreislauf mit nur einem Verdampfer, einem nicht regelbaren Ejektor und einem festen Regelventil stellt sich unter den oben genannten Randbedingungen in Abhängigkeit der dem Verdampfer zugeführten Leistung ein bestimmter Mitteldruck ein.

Gleichung 2.24 zeigt, dass sich dadurch auch ein bestimmtes Massenstromverhältnis einstellt und der Ejektor in diesem festen Betriebspunkt arbeitet. Dies ist jedoch nicht in jedem Fall der für den Ejektor optimale Betriebspunkt. Bergander [5] zeigt in seiner Arbeit, dass die Ejektoreffizienz vom Betriebspunkt des Ejektors abhängig ist. Dieser Betriebspunkt ist durch ein optimales Massenstromverhältnis und durch einen optimalen Druckhub gekennzeichnet. Mit Hilfe des zweiten Verdampfers können das Massenstromverhältnis und der Mitteldruck unabhängig von den oben genannten Bedingungen durch die Regelung des Verhältnisses der in den Verdampfern übertragenen Wärmeströme eingestellt und der Ejektor in seinem optimalen Betriebspunkt betrieben werden. Die Abhängigkeit des Massenstromverhältnisses vom Wärmestrom im zweiten Verdampfer wird in Kapitel 3.2 hergeleitet.

Abbildung 3.1 zeigt einen Kältekreislauf mit Ejektor und zwei Verdampfern, wie er in dieser Arbeit vorgeschlagen wird. Die entsprechenden, idealisierten, im Kreislauf durchlaufenen Zustandsänderungen sind in p,h-Diagramm 3.1 eingezeichnet. Ausgehend von einem herkömmlichen Kältekreislauf wird das Kältemittel im Ejektorkreislauf anstatt in einer Drossel im Ejektor expandiert. Zudem werden dem Kreislauf zum Verdampfen eines Teilstroms ein weiterer Verdampfer und ein Regelventil hinzugefügt. Im Gegensatz zum herkömmlichen Kreislauf wird im Verdampfer 1 (Zustandsänderung 6–7) nur ein Teil des Kältemittels durch Wärmezufuhr verdampft, so dass das Kältemittel im stationären Zustand des Kreislaufes zweiphasig aus dem Verdampfer 1 austritt. Der Sammler wird in der Art abgeändert, dass ein Teil der flüssigen Phase separat abgeleitet werden kann. Der Sammler trennt damit die zwei Phasen des Kältemittels und übernimmt die Funktion eines Separators. Die gasförmige Phase wird dem Verdichter zugeführt. Die flüssige Phase wird vom Ejektor aus dem Separator durch das Regelventil (Zustandsänderung 9–11) und einem zweiten Verdampfer angesaugt. Das Regelventil verursacht einen Druckabfall, wodurch das Kältemittel im Verdampfer 2 auf dem niedrigen Druckniveau p_n verdampft wird (Zustandsänderung 11–2). Im Ejektor mischt sich der angesaugte Strom \dot{m}_s mit dem Treibstrom \dot{m}_t zum Mischstrom \dot{m}_m . Der Verdichter saugt den Treibstrom als gesättigten Dampf auf dem mittleren Druckniveau p_m an und verdichtet diesen durch Zufuhr von technischer Arbeit bis auf das Hochdruckniveau p_h (Zustandsänderung 8–10). Im Verflüssiger wird dem Kältemittel

3.1 Optimierung der Wärmeübertragungsvorgänge durch einen zweiten Verdampfer

ein Wärmestrom entzogen (Zustandsänderung 10–1). Der gekühlte Treibstrom strömt nach dem Durchlaufen des Verflüssigers in den Ejektor. Der thermodynamische Vorteil eines Ejektors besteht darin, dass der von ihm angesaugte Teilstrom nicht vom Verdichter auf das mittlere Druckniveau p_m komprimiert werden muss. Der Verdichter wird indirekt bei der Verdichtungsarbeit unterstützt, und für die gleiche Kälteleistung wird eine geringere Verdichterleistung benötigt.

3.1 Optimierung der Wärmeübertragungsvorgänge durch einen zweiten Verdampfer

Die Verbesserung der Wärmeübertragungsvorgänge in einem Ejektorkältekreislauf mit zwei Verdampfern soll hier anhand einer Entropieanalyse dargestellt werden. Die Analyse basiert auf Simulationen, die mit Hilfe der objektorientierten Modelica-Modellbibliothek TIL [80] in Verbindung mit der Simulationsplattform Dymola zur Berechnung von Kälte- und Wärmepumpenkreisläufen durchgeführt wurden. Bei Modelica handelt es sich um eine objektorientierte Beschreibungssprache für sehr unterschiedliche physikalische Phänomene. Bei TIL [80] handelt es sich um eine Kreislaukomponentenbibliothek für stationäre und transiente Simulationen. Die genutzte Bibliothek wurde im Rahmen der Arbeit von Richter [71] in Zusammenarbeit mit der TLK-Thermo GmbH entwickelt und durch Schulze [73] für die Simulation von Kältekreisläufen optimiert. Dymola ist ein Softwarepaket, das einen Compiler mit einem Gleichungslöser und eine graphische Oberfläche zur Modellierung komplet-

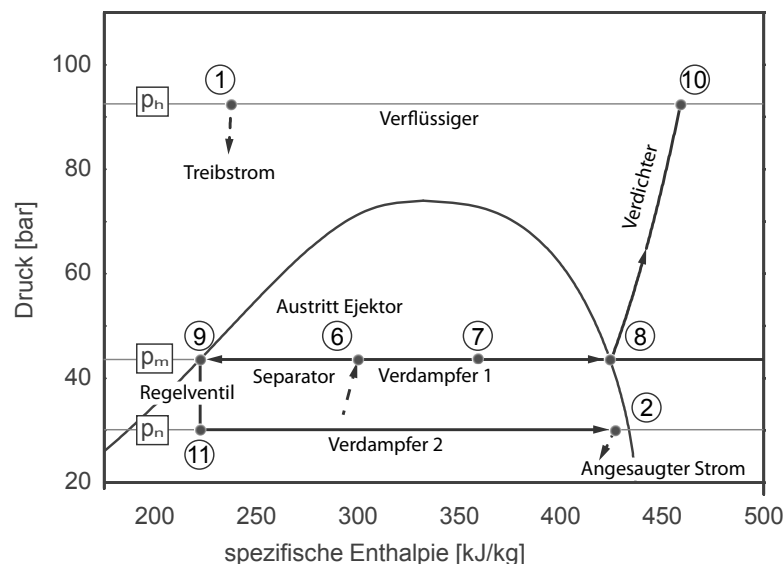


Diagramm 3.1: Zustandsänderungen des Kältemittels im Zwei-Phasen-Ejektorkältekreislauf (Zustände vgl. Abbildung 3.1)

3 Vorteile einer Zweiverdampferanlage

ter Systeme mit Hilfe von Modellbibliotheken zur Verfügung stellt. Zur Simulation interpretiert der Compiler den Modelica Code, führt die Modellgleichungen zu einem hybriden Algebro-Differentialgleichungssystem zusammen und optimiert dieses Gleichungssystem bevor er es dem Gleichungslöser übergibt.

Die Modelle von TIL [80] wurden zur Berechnung der Entropieproduktion in den einzelnen Komponenten eines Kreislafs im Rahmen der Arbeit von Janotte [42] um die Gleichungen zur Bilanzierung der Entropie erweitert. Zur Visualisierung der berechneten Werte wurde auf die Software EnergyViewer der TLK-Thermo GmbH zurückgegriffen, die die Ergebnisse in Form von Sankey-Diagrammen darstellen kann und eine einfache Anbindung an TIL [80] bietet.

Die bei der Analyse verglichenen Wärmepumpenkreisläufe sind für die Erwärmung von Brauchwasser konzipiert. Dabei soll in beiden Fällen das Wasser von 10 °C auf 60 °C erwärmt werden. Die Temperaturen entsprechen dem typischen Anwendungsfall einer Wärmepumpe. Dabei wird angenommen, dass das Wasser mit einer Temperatur von 10 °C aus dem Trinkwassernetz entnommen werden kann. Die Erwärmung auf 60 °C ist laut dem Arbeitsblatt W 551 des Deutschen Vereins des Gas- und Wasserfaches e.V. aufgrund der unterhalb dieser Temperatur stattfindenden Legionellenbildung im Brauchwasser ab einer bestimmten Speichergröße erforderlich. Den Verdampfern dient Solewasser mit einer Temperatur von 10 °C als Energieträger.

Die Simulationsergebnisse sind mit Hilfe von Sankey-Fluss-Diagrammen analysiert worden. Im Diagramm 3.2 sind die Entropieproduktionsterme und Entropieflüsse für den Ejektorkreislauf mit zwei Verdampfern dargestellt. Der Entropiefluss zwischen den Bauteilen:

$$\dot{S} = \dot{m} \cdot s \quad (3.1)$$

wird in Form von Pfeilen repräsentiert. Die Entropieproduktionsterme werden durch Balken veranschaulicht. Dabei sind die Entropieströme durch Kältemittel- bzw. Wassermassenströme normiert dargestellt. Dies bedeutet, dass für die Berechnung der Entropieströme die kleinste spezifische Entropie als Nullpunkt gewählt wurde. Die Wärmeübertrager sind als Gegenstromwärmeübertrager ausgeführt, in den Diagrammen sind die Ströme wegen der besseren Übersichtlichkeit im Diagramm jedoch so dargestellt, als würden Gleichstromwärmeübertrager eingesetzt. Die Bedeutung der farblichen Hervorhebungen zur Kennzeichnung von Entropieflüssen und Entropieproduktionsbeträgen sind in Tabelle 3.1 dargestellt. Der Term der Entropieproduktion aufgrund von Modellannahmen resultiert daraus, dass in den volumendiskretisierten Wärmeübertragermodellen eine ideale Mischung auftritt. Eine ausführliche Beschreibung dieser Phänomene präsentieren Janotte [42] und Tischendorf [82].

Dem System mit Ejektor und zwei Verdampfern wird über die beiden Wasserströme, repräsentiert durch die blauen Pfeile, insgesamt ein Entropiestrom von 16,76 W/K zugeführt. Zudem wird mit Hilfe des Gaskühlers aus dem System ein Entropiestrom von 18,98 W/K abgeführt. Im System wird der Entropiestrom durch das Kältemittel transportiert. Dieser Strom wird durch die grünen Pfeile repräsentiert. Die gesamte produzierte Entropie setzt sich aus den einzelnen Beiträgen in den Bauteilen zusammen. Die in den Bauteilen produzierten Entropieströme werden gleichfalls mit Hilfe des Kältemittels transportiert. Aus den Diagrammen kann die im jeweiligen Kältekreislauf produzierte Entropie als Differenz der von den Wasserströmen zu- bzw. abgeführten

3.1 Optimierung der Wärmeübertragungsvorgänge durch einen zweiten Verdampfer

Entropien entnommen werden. Aus der Entropiebilanz geht hervor, dass im System ein Entropiestrom von 2,22 W/K produziert wird.

Die gesamte in den jeweiligen Bauteilen produzierte Entropie wird durch die roten Balken repräsentiert. Werden die einzelnen verursachenden physikalischen Phänomene verglichen, zeigt sich, dass der Wärmetransport maßgeblich für die Entropieproduktion verantwortlich ist. Das bedeutet, dass auf Grund der höheren mittleren treibenden Temperaturdifferenz im Kreislauf mit nur einem Verdampfer ein höherer Anteil von Exergie in Anergie umgewandelt wird. Dieser Exergieverlust führt zu einer Reduzierung der energetischen Effizienz. Weiterhin ist erkennbar, dass der Verdichter und der Gaskühler den größten Anteil zur Gesamtentropieproduktion beitragen. Im Vergleich zum herkömmlichen Kreislauf mit einem Verdampfer reduziert sich aufgrund des niedrigeren Druckverhältnisses auch die Entropieproduktion im Verdichter und Gaskühler.

Der Vergleich der Ergebnisse für die Verdampfer zeigt, dass in den Verdampfern des Ejektorkreislaufes insgesamt ein Entropiestrom von 0,314 W/K produziert wird. Im herkömmlichen Kreislauf dagegen wird ein Entropiestrom von 0,491 W/K produziert. Bezogen auf den gesamten Entropiestrom, der im Gaskühler abgeführt wird, entsprechen die Werte 1,65 % bzw. 2,59 %. Bezogen auf die produzierte Entropie im Ejektorkreislauf mit zwei Verdampfern, entsprechen die Werte 14,14 % bzw. 22,12 %.

Tabelle 3.1: Bedeutung der Farbgebung in den Entropiefluss-Diagrammen

Farbe	Größe	Kennzeichnung	
Grün	Entropiefluss des Kältemittels		Pfeil
Hellblau	Entropiefluss des Wassermassenstroms		Pfeil
Orange	Entropie eines Wärmestroms		Pfeil
Rot	Gesamtentropieproduktion eines Bauteils	S_T	Balken im Bauteil
Gelb	Entropieproduktion aufgrund von Wärmeübertragung	$S_{\dot{Q}}$	Balken im Bauteil
Gelb	Entropieproduktion aufgrund von Druckabfall	$S_{\Delta p}$	Balken im Bauteil
Gelb	Entropieproduktion aufgrund von Modellannahmen	S_M	Balken im Bauteil

3 Vorteile einer Zweiverdampferanlage

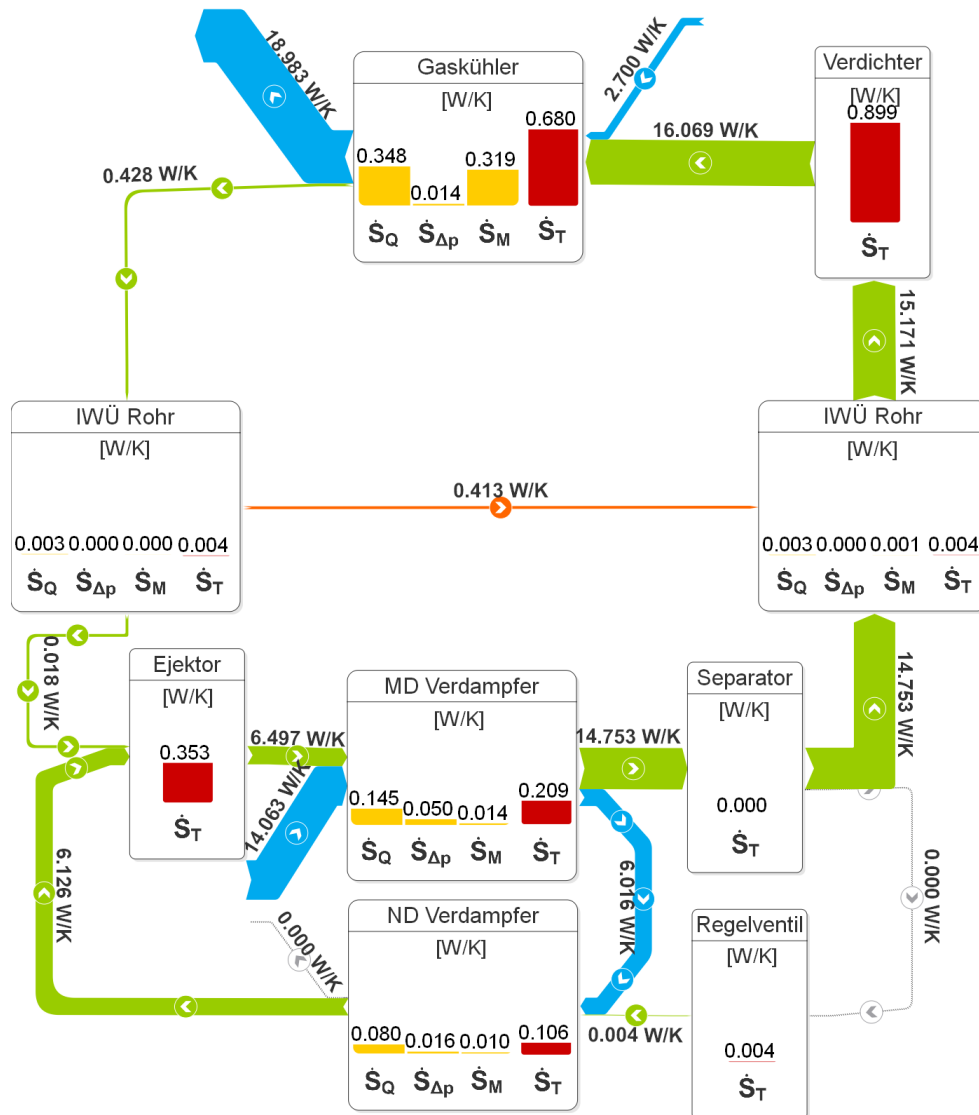


Diagramm 3.2: Entropieproduktion und Entropiefluss in einem Kältekreislauf mit Ejektor und zwei Verdampfern zur Brauchwassererwärmung mit internem Wärmeübertrager

3.2 Berechnung des Massenstromverhältnisses im Ejektorkältekreislauf mit zwei Verdampfern

In diesem Kapitel wird die Gleichung 3.4 hergeleitet, mit der das Massenstromverhältnis in einem Kältekreislauf mit zwei Verdampfern berechnet werden kann. Sie zeigt, dass das Massenstromverhältnis von der Enthalpiedifferenz am Mitteldruckverdampfer abhängig ist und durch die Anpassung des Wärmestroms eingestellt werden kann.

Wird der erste Hauptsatz der Thermodynamik jeweils auf die Kontrollvolumina um den Ejektor und den Abscheider wie in Abbildung 3.2 und Abbildung 3.3 angewendet, ergeben sich direkt daraus die Gleichung 3.2 und die Gleichung 3.3.

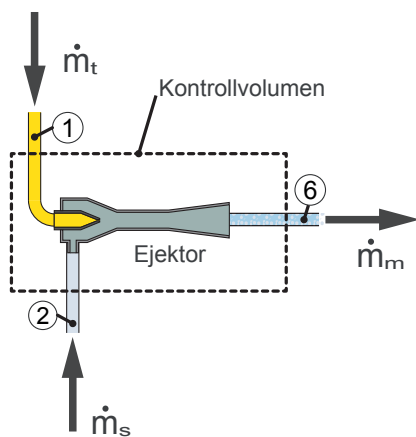


Abbildung 3.2: Kontrollvolumen um den Ejektor zur Berechnung des Massenstromverhältnisses (vgl. Gleichung 3.2)

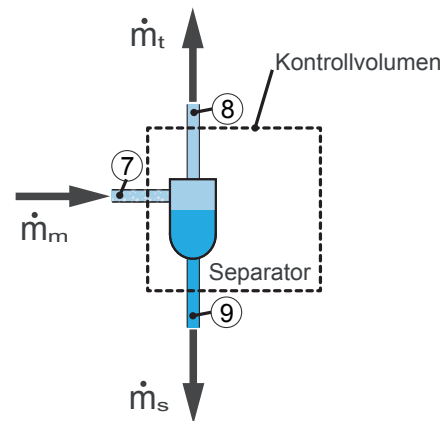


Abbildung 3.3: Kontrollvolumen um den Abscheider zur Berechnung des Massenstromverhältnisses (vgl. Gleichung 3.3)

$$\psi = \frac{(h_6 - h_1)}{(h_2 - h_6)} \quad (3.2)$$

$$\psi = \frac{(h_8 - h_7)}{(h_7 - h_9)} \quad (3.3)$$

Die beiden Verhältnisse sind im Diagramm 3.3 dargestellt. Mit Hilfe der Streckenverhältnisse kann auf einfache Weise das Massenstromverhältnis im stationären Zustand des Kältekreislaufes bestimmt werden.

Durch Umformen und Addition der Gleichung 3.2 und der Gleichung 3.3 kann die Gleichung 3.5 hergeleitet werden, die den Zusammenhang zwischen allen Eintrittszuständen des Ejektors, den Austrittszuständen des Abscheiders und dem Massenstromverhältnis beschreibt. Diese Gleichung kann anschaulich mit der Gleichung verglichen werden, die das Massenstromverhältnis für einen Ejektorkältekreislauf mit nur einem Verdampfer beschreibt. Die Enthalpiedifferenzen in der Gleichung sind als Strecken in Diagramm 3.4 dargestellt. Die Zustände im Kreislauf sind in Abbildung 3.4 zu finden.

3 Vorteile einer Zweiverdampferanlage

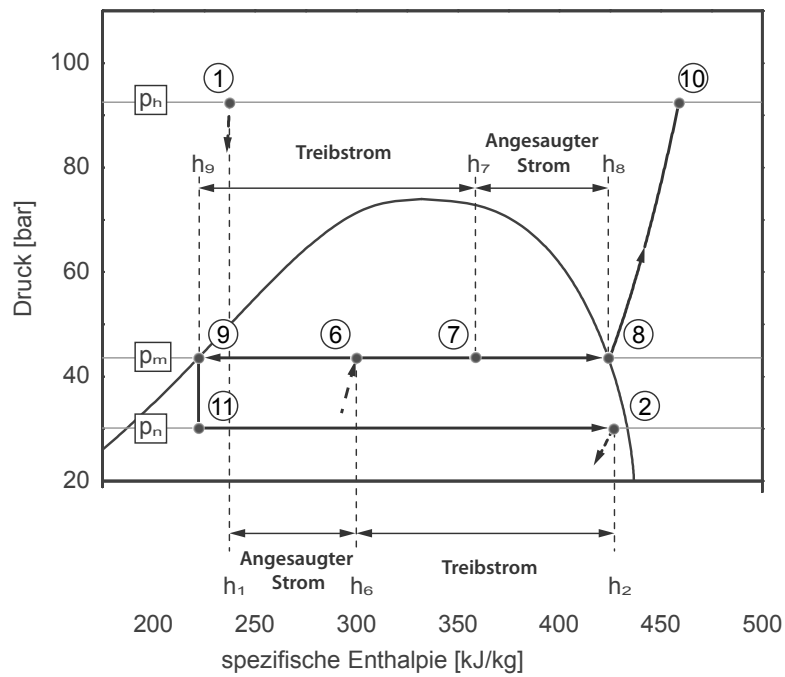


Diagramm 3.3: Darstellung der Massenstromverhältnisse aus Gleichung 3.2 und Gleichung 3.3 mit Hilfe von Streckenverhältnissen

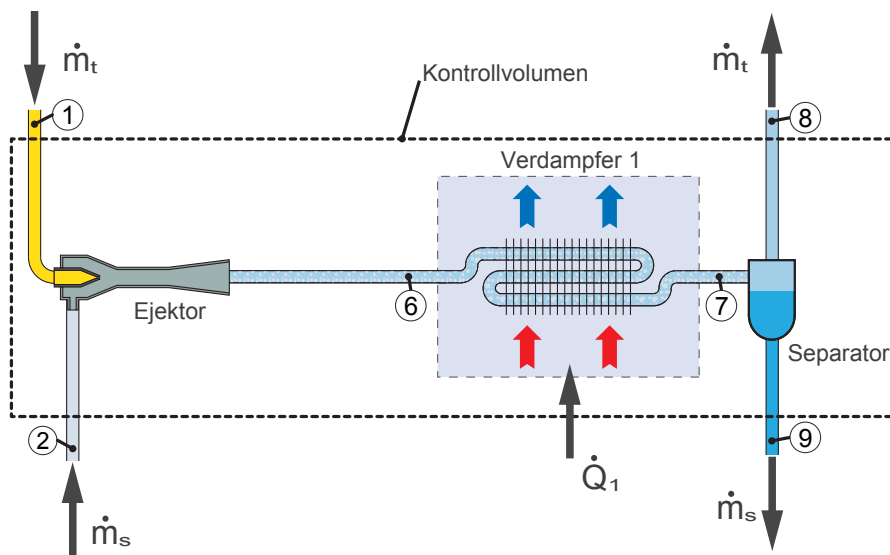


Abbildung 3.4: Kältemittelzustände aus Gleichung 3.4

$$\psi = \frac{(h_8 - h_1) - (h_7 - h_6)}{(h_2 - h_9) + (h_7 - h_6)} \quad (3.4)$$

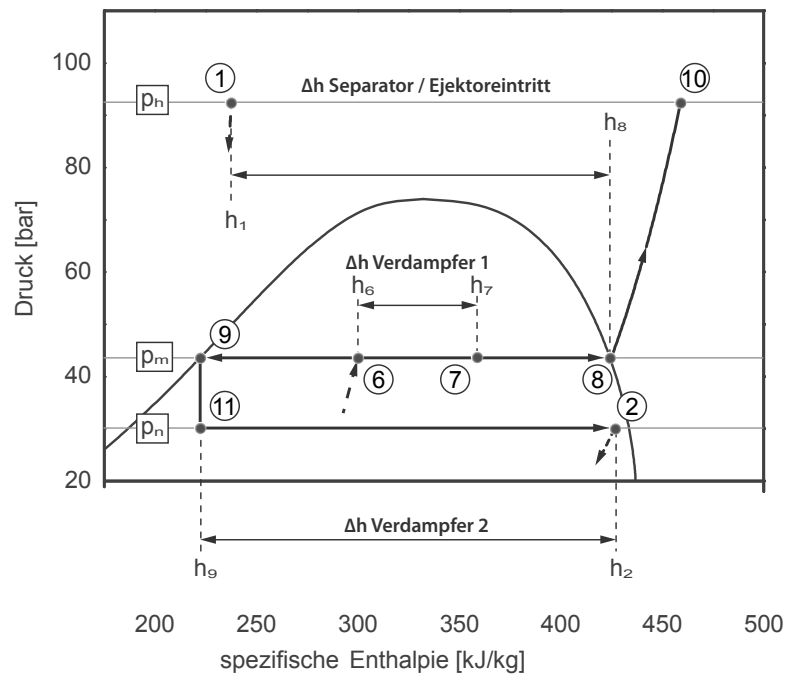


Diagramm 3.4: Darstellung der Massenstromverhältnisse aus Gleichung 3.4 mit Hilfe von Streckenverhältnissen

Eine Analyse der Gleichung zeigt, dass wenn im Verdampfer 1 kein Wärmestrom übertragen wird, der zweite Term im Zähler und im Nenner in der Gleichung gleich Null ist und sich folgende Gleichung ergibt:

$$\psi = \frac{(h_8 - h_1)}{(h_2 - h_9)} \quad (3.5)$$

Die Gleichung 3.5 beschreibt das Massenstromverhältnis in einem Ejektorkältekreislauf mit nur einem Verdampfer. Das bedeutet, dass in einem Kältekreislauf mit nur einem Verdampfer das Massenstromverhältnis ausschließlich von den Eintrittszuständen des Kältemittels am Ejektor h_1 , h_2 und dem Druck am Austritt des Ejektors p_m abhängig ist. In einem Ejektorkältekreislauf mit zwei Verdampfern ist das Massenstromverhältnis zudem von der Enthalpiendifferenz am Mitteldruckverdampfer ($h_7 - h_6$) abhängig.

4 Vergleich verschiedener Verschaltungen einer CO₂-Ejektorklimaanlage mit zwei Verdampfern für einen Omnibus

Einen CO₂-Kältekreislauf mit Ejektor und zwei Verdampfern für eine Omnibusklimaanlage zu verwenden erscheint sinnvoll, da in derartigen Anlagen der Fahrgastraum und der Fahrerraum oft getrennt voneinander klimatisiert werden. Dabei werden zwei Luftströme, die von den jeweiligen Verdampfer bis auf die gewünschte Temperatur abgekühlt werden, in die entsprechenden Zonen des Omnibusses geführt. Die Firma Konvekta entwickelte in der Vergangenheit eine CO₂-Anlage ohne Ejektor und hat diese untersucht und mit einer herkömmlichen R134a-Anlage verglichen. Der Vergleich zeigte, dass die CO₂-Anlage in einem begrenzten Bereich des Anwendungsspektrums bereits konkurrenzfähig zu einer R134a-Anlage ist. Mit Hilfe eines Ejektors und der Integration eines zweiten Verdampfers kann die Effizienz der CO₂-Anlagen weiter gesteigert werden und der Bereich des Anwendungsspektrums, in dem die CO₂-Anlage eine höhere Effizienz aufweist, erweitert sich. Die Untersuchungen zur Effizienzsteigerung wurden im Rahmen eines durch die DBU geförderten Forschungsprojektes mit dem von Raabe verfassten Abschlussbericht [70] untersucht.

Je nach Konzept kann ein Ejektor in den Anlagen die Effizienz mehr oder weniger steigern. Wie hoch das Verbesserungspotential des Ejektors für das jeweilige Konzept ist, soll in diesem Kapitel dargestellt werden. In Kapitel 2.2 wurde gezeigt, dass das Potential, die Effizienz eines R134a-Kältekreislaufs mit Hilfe eines Ejektors zu steigern, sehr gering ist. Aus diesem Grund erscheint der Vergleich einer R134a-Kälteanlage mit Ejektor nicht sinnvoll und im Rahmen dieser Arbeit wird nur die von der Firma Konvekta entwickelte CO₂-Klimaanlage für den Vergleich als Referenzanlage herangezogen. Die Bewertung der einzelnen Verschaltungen basiert auf der Berechnung des COP bei bestimmten Randbedingungen mit Hilfe von mathematischen Modellen. Dazu wird zunächst in Kapitel 4.1 dargestellt, welchen Anforderungen eine Omnibusklimaanlage entsprechen muss und welche Systeme zur Klimatisierung in modernen Klimaanlagen eingesetzt werden. Weiterhin werden Konzepte für einen CO₂-Ejektorkreislauf mit zwei Verdampfer vorgestellt. Die für den Vergleich der Anlagen herangezogenen Randbedingungen und die mathematischen Modelle werden in Kapitel 4.2 beschrieben. Die Darstellung der Ergebnisse und der Vergleich erfolgen in Kapitel 4.3.

Der Vergleich zeigt, dass der Bereich von Klimatisierungs- und Umgebungsbedingungen, in denen eine CO₂-Ejektoranlage mit zwei Verdampfern hinsichtlich ihrer Effizienz und Kälteleistung konkurrenzfähig und besser als eine moderne, hocheffiziente R134a-Anlage oder eine herkömmliche CO₂-Anlage ohne Ejektor ist, erweitert werden kann. Zudem zeigen die Ergebnisse, dass ein Ejektorkältekreislauf mit zwei Verdamp-

fern effizienter ist als ein Ejektorkältekreislauf mit nur einem Verdampfer.

4.1 Vergleich von Kreislaufverschaltungen für Busklimaanlagen

Eine Anforderung an eine Omnibusklimaanlage besteht darin, den Fahrgastraum und den Fahrerplatz mit der gewünschten Temperatur zu klimatisieren und mit Frischluft zu versorgen. Häufig wird ein großer Verdampfer dazu verwendet, den Fahrgastraum zu klimatisieren, und ein weiterer, kleinerer Verdampfer, die sogenannte Frontbox, dient zur Klimatisierung des Fahrerplatzes. Der Verdampfer zur Klimatisierung des Fahrgastraumes wird in den meisten Fällen entweder auf dem Dach oder im hinteren Teil des Busses quer eingebaut. Der Verdampfer zur Klimatisierung des Fahrerplatzes ist in den meisten Fällen im Frontbereich unter dem Fahrersitz installiert.

In seltenen Fällen wird im hinteren Teil des Busses lediglich ein Verdampfer verbaut, der den Fahrgastraum und den Fahrerplatz klimatisiert. Diese Art von Anlagen stellt auf Grund ihres einfachen Aufbaus eine kostengünstige Alternative zu den oben aufgeführten Anlagen dar, weist jedoch nicht so hohe Effizienzen auf und kann den Fahrerplatz nicht optimal klimatisieren. Da diese Anlagen die einfachste Verschaltung besitzen, soll diese als Referenz dienen. Der schematische Aufbau ist in Tabelle 4.1 unter der Bezeichnung OE-1V-EL dargestellt.

Bei der Klimatisierung des Fahrerplatzes mit einem separaten Verdampfer wird in herkömmlichen Anlagen ein Teilstrom des Kältemittels vor der Expansion abgezweigt und zu dem kleineren Verdampfer geführt. Diese Verschaltung wird in Tabelle 4.1 unter der Bezeichnung OE-2V-EL dargestellt.

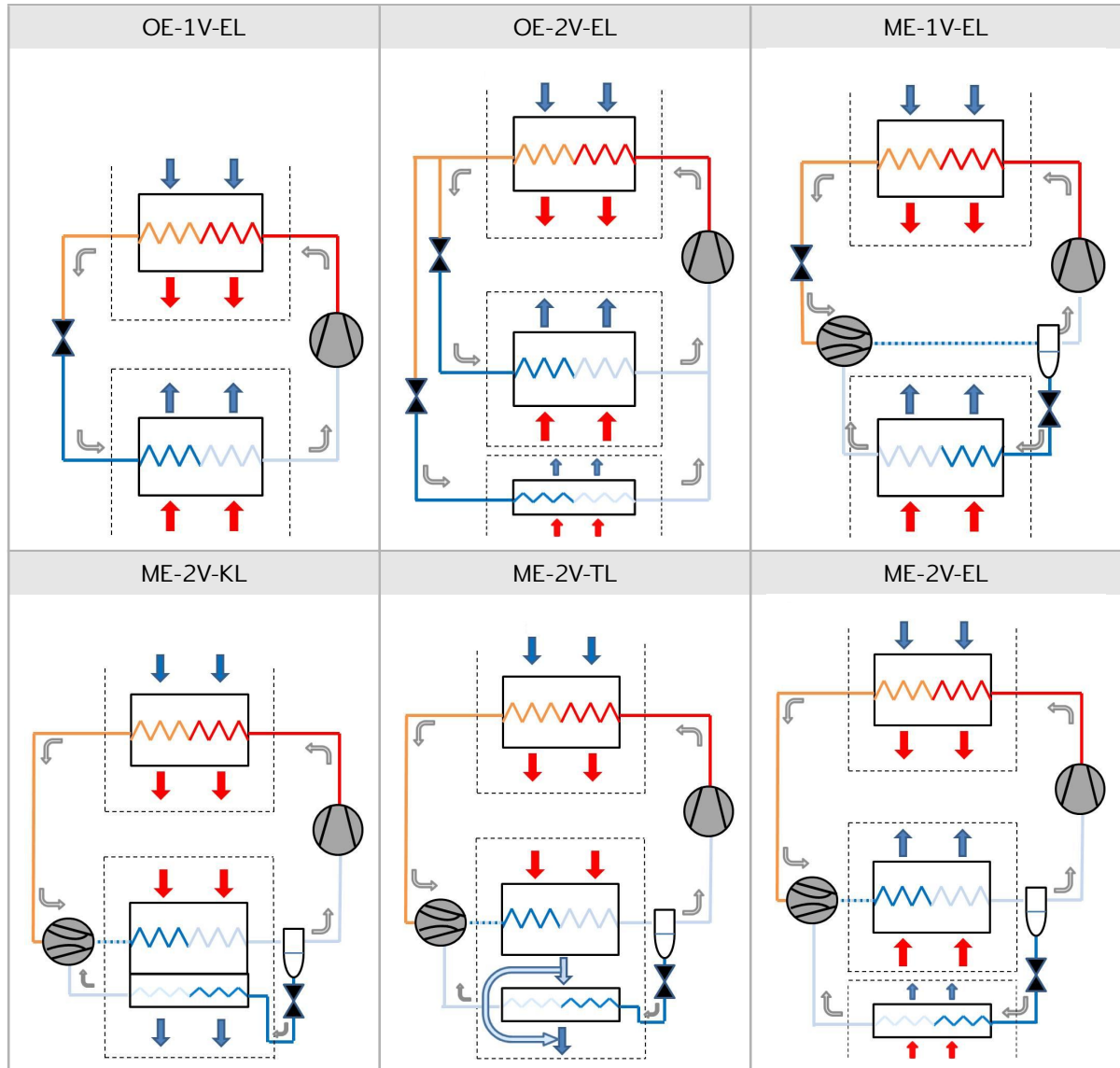
Als einfachste neuartige Möglichkeit, den Ejektor in eine Busklimaanlage zu integrieren, besteht darin, das Drosselventil durch einen Ejektor zu ersetzen und den Verdampfer auf dem unteren Druckniveau zu installieren, der entweder im hinteren Teil des Busses oder auf dem Dach verbaut werden kann. Eine derartige Verschaltung ist in Tabelle 4.1 unter der Bezeichnung ME-1V-EL dargestellt. Bei dieser Verschaltung wird der vom Gaskühler kommende Kältemittelstrom im Ejektor entspannt und dazu genutzt, einen zweiten Strom aus einem Separator durch den Niederdruckverdampfer hindurch anzusaugen. Beide Ströme werden im Ejektor gemischt. Der Mischstrom wird auf ein höheres Druckniveau komprimiert, so dass das vom Verdichter zu überwindende Druckverhältnis reduziert wird. Das Kältemittel CO_2 liegt am Austritt des Ejektors zweiphasig vor. Die beiden Phasen werden im Separator getrennt. Der Verdichter saugt die gasförmige Phase an und verdichtet diese auf das Hochdruckniveau.

Die Verschaltung mit der Bezeichnung ME-2V-EL in Tabelle 4.1 stellt eine Anlage mit zwei Verdampfern dar. Der Unterschied zu einer Anlage mit nur einem Verdampfer besteht darin, dass ein Hauptverdampfer auf dem mittleren Druckniveau zur Klimatisierung des Fahrgastraums genutzt wird und ein kleinerer Verdampfer auf dem unteren Druckniveau zur Klimatisierung der Frontbox verbaut ist. Der Kreislauf ist ähnlich dem der Variante ME-1V-EL aufgebaut. In dem auf dem mittleren Druckniveau installierten Verdampfer wird der größte Anteil des flüssigen Anteils an Kältemittel verdampft. Der verbleibende nicht verdampfte Anteil wird im Separator von der Gasphase des Kältemittels getrennt und dem Frontboxverdampfer zugeführt. Der Teilmassenstrom durchströmt den Frontboxverdampfer, wird als Saugstrom durch den Ejektor angesaugt und

4.1 Vergleich von Kreislaufverschaltungen für Busklimaanlagen

mit dem Hauptstrom vermischt. In dieser Variante wird der Ejektor zur Kopplung der beiden Teilkreisläufe genutzt. Dabei werden zum Teil die Druckverluste ausgeglichen, die aufgrund der sehr langen Saugleitung zum Verdampfer in der Frontbox entstehen.

Tabelle 4.1: Vergleichene Schaltungsvarianten für eine CO₂-Busklimaanlagen mit und ohne Ejektor (vgl. [70])



Die Verschaltung mit zwei Verdampfern bietet eine Möglichkeit, einen Luftstrom durch beide Verdampfer zu führen. Die Verdampfer werden bezüglich des Luftstroms hintereinander angeordnet und sind nicht mehr räumlich voneinander getrennt. Die beiden Verdampfer können entweder auf dem Dach oder im Heck des Busses installiert werden. Bei der Anordnung auf dem Dach entfällt der Druckverlust in den Leitungen zur Frontbox und im Fall der Anordnung im Heck entfällt zusätzlich der Druckverlust in den Leitungen zum Dach. Diese Kompaktanlage ist energetisch effizienter. In dieser Kompaktanlage umströmt die Luft zur Klimatisierung des Fahrgast- und Fahrerraums

zunächst den Hauptverdampfer, dann den kleineren Verdampfer und wird anschließend im Bus verteilt. Der Nachteil dieser Verschaltung ist, dass der Fahrer seinen Platz nicht mehr einzeln klimatisieren kann. Die Verschaltung einer derartigen Anlage ist in Tabelle 4.1 mit der Bezeichnung ME-2V-KL dargestellt.

Durch die Aufsplittung des Luftstroms besteht wieder die Möglichkeit, den Fahrgastraum und Fahrerraum getrennt voneinander zu klimatisieren. Dabei ist es sinnvoll, den Luftmassenstrom, der nur im ersten Verdampfer abgekühlt wurde, zur Klimatisierung des Fahrgastraums und den im zweiten Verdampfer weiter abgekühlten Luftmassenstrom zur Kühlung des Fahrerraums zu nutzen. Durch die tiefere Anfangstemperatur des Luftstroms, der zum Fahrerraum geführt wird, kann der Wärmeeintrag in der langen Luftleitung vom Heck des Busses zum Fahrerplatz teilweise kompensiert werden. Es besteht weiterhin die Möglichkeit, den Bypass-Luftstrom wieder mit dem im zweiten Verdampfer weiter abgekühlten Luftstrom zu vermischen, und Fahrgast- und Fahrerraum mit dem gleichen Luft-Mischstrom mittlerer Temperatur zu klimatisieren. Die beschriebene Verschaltung ist in Tabelle 4.1 mit der Bezeichnung ME-2V-TL dargestellt.

4.2 Für die Berechnungen verwendete Modelle und angenommene Randbedingungen

Die Berechnungen für den Vergleich wurden mit der Simulationsplattform Dymola und der Modelica-Modellbibliothek TIL [80] durchgeführt (siehe Kapitel 3.1). Mit den an die Referenzanlage angepassten Modellen der Bibliothek kann das Verhalten der Referenzanlage, die von der Firma Konvekta in Feldversuchen untersucht wurde, berechnet werden. Die bei den Berechnungen angenommenen Umgebungsbedingungen und Luftwechselraten entsprechen denen, die bei den Feldtests auftraten.

Die geometrischen Abmaße der Referenzanlage wurden in die Modelle übertragen. Die Übertragung der Abmaße beinhaltete auch die Rohrleitungslängen und die Rohrdurchmesser. Das Berechnungsmodell für die Wärmeübertragerauslegung von Konvekta diente als Vorlage für die Modellierung der Wärmeübertrager. Die Gleichungen des Verdichtermodells sind der Arbeit von Försterling [29] entnommen, der ein empirisches Modell für den in der realen Anlage verwendeten CO₂-Verdichter der Firma Bock entwickelt hat.

Erste Berechnungen mit den Modellen zeigten, dass sich für vergleichbare Randbedingungen höhere Druckverluste in den Rohrleitungen ergaben, als sie in der Realität auftreten. Ein Grund dafür sind die vereinfachten Gleichungen, mit denen der Druckabfall in den Rohrleitungen berechnet wird. Daraufhin wurden die Rohrleitungsdurchmesser so angepasst, dass der Druckverlust in den Modellen dem Druckverlust in der realen Anlage entsprach und im Bereich von 1,5 bis 2 bar lag.

Der sich während des Betriebs in der realen Anlage einstellende Hochdruck p_h betrug bei einer Verdampfungstemperatur von 5 °C ca. 90 bar. Unter diesen Bedingungen konnte für das Modell eine optimale Kältemittelfüllmenge von 5,92 kg ermittelt werden. Diese Füllmenge entspricht in etwa der Füllmenge der realen CO₂-Referenzanlage.

Die Firma Konvekta entwickelte zudem eine weitere CO₂-Klimaanlage, bei der ein zweiter, kleinerer Verdampfer zur Klimatisierung des Fahrerplatzes genutzt wird. Da-

4.2 Für die Berechnungen verwendete Modelle und angenommene Randbedingungen

bei wird ca. 1/10 des Hauptverdampferkältemittelstroms abgezweigt und zur Front-box geführt. Die Übertragungsfläche des kleineren Verdampfers im Simulationsmodell wurde dementsprechend Verhältnis 1/10 ausgeführt. Die Berechnungen zeigten, dass die Anlage, die unter der Bezeichnung OE-2V-EL in der Tabelle 4.1 dargestellt ist, bei einer Kältemittelfüllmenge von 6,56 kg den höchsten COP aufweist.

Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wurden in den Verschaltungen die gleichen Komponenten mit gleichen geometrischen Parametern verwendet, die in den Anlagen OE-1V-EL und OE-2V-EL als Berechnungsgrundlage Verwendung fanden. Dazu zählen die Modelle für den Verdichter, das Expansionsventil, die Wärmeübertrager und die Rohrleitungen. Alle Berechnungen erfolgen unter den gleichen Randbedingungen, die in Tabelle 4.2 aufgelistet sind.

Tabelle 4.2: Berechnungsrandbedingungen für die untersuchten Anlagen

Parameter		Wert	Kommentar
Außentemperatur	T_u	28 °C	
Innentemperatur	T_i	22 °C	
Verdichterdrehzahl	n	15,2 Hz	Teillast, z. B. Stadtverkehr
		30,4 Hz	Volllast, Autobahnfahrt
Hochdruck	p_h	8,5–9,5 MPa	bei Teillast, $n = 15,2$ Hz
		12,0 MPa	bei Volllast, $n = 30,5$ Hz
Frischlufanteil	u	1	100 % Frischluft
		0,5	50 % Frischluft + 50 % Umluft
Splitting	k	0,5	50 % der Luft werden am 2. Verdampfer vorbeigeführt ME-2V-TL

Da in den Anlagen mit Ejektor ein zusätzlicher Separator integriert ist, der eine gewisse Menge an Kältemittel speichert, wurde in diesen Anlagen im Vergleich zu den Referenzanlagen eine höhere Kältemittelfüllmenge vorgegeben. Die Füllmengen variierten in einem Bereich von 7,5 kg bis 8,5 kg. Aufgrund der Wirkung des Separators als Sammler ist der COP nach Überschreiten einer Mindestfüllmenge nicht mehr abhängig von der im Kreislauf befindlichen Kältemittelmasse.

Der Separator wurde so ausgelegt, dass er ein ideales Abscheideverhalten bei einem Füllstand von 20 % bis 80 % aufweist. Das Volumen betrug in Abhängigkeit von der Verschaltungsvariante 2 l bis 3,5 l. Unter diesen Bedingungen trat keine Überfüllung oder ein Leerlaufen des Separators bei den Berechnungen auf.

Zur Modellierung des Ejektors wurde die in der Arbeit von Fiorenzano [27] entwickelte Gleichung 6.1 verwendet. Mit Hilfe dieser empirischen Korrelation kann die Effizienz anhand der Ein- und Austrittsbedingungen des Ejektors berechnet werden. Die einzelnen Größen der Gleichung werden in Kapitel 6.2 erläutert.

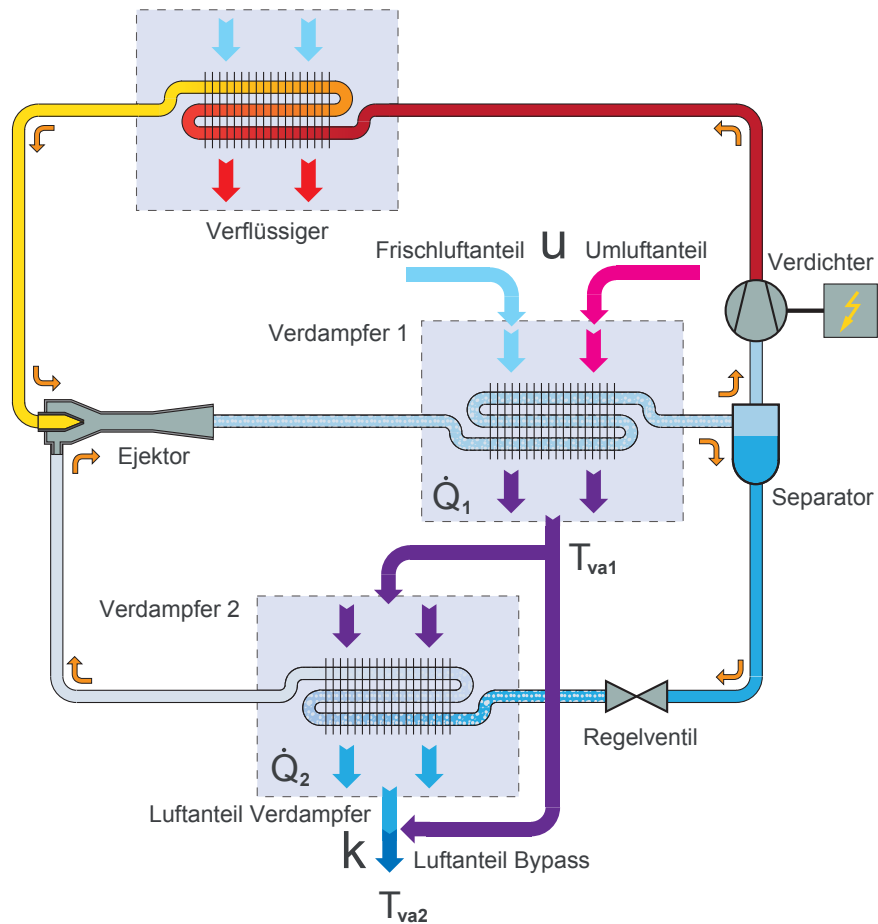


Abbildung 4.1: Größen der Berechnungsergebnisse am Beispiel des Kreislafes ME-2V-TL (vgl. Tabelle 4.3)

Tabelle 4.3: Bei den Berechnungen angenommene Luftvolumenströme in den Verdampfern (vgl. Abbildung 4.1)

Verschaltung	Volumenstrom Verdampfer 1 [m ³ /h]	Volumenstrom Verdampfer 2 [m ³ /h]	Verhältnis der Verdampferübertragerflächen [-]
OE-2V-EL	1,67	0,17	0,1
ME-2V-EL	1,67	1,67	0,7 und 0,1
ME-2V-KL	1,67	0,84	0,7 und 0,1
ME-2V-TL	1,67	0,17	0,1
OE-1V-EL	1,67	-	-
ME-1V-EL	1,67	-	-

4.3 Berechnungsergebnisse

Die Beurteilung und der Vergleich der Verschaltungen basieren auf dem Vergleich der energetischen Effizienz. Zunächst wurden die beiden Anlagen mit nur einem Verdampfer miteinander verglichen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.4 bis Tabelle 4.7 zusammengefasst.

Aufgelistet sind die optimalen COP und die erreichbaren Lufttemperaturen T_{va1} hinter dem Verdampfer für den Teillast- und den Volllastbereich. Der Frischluftanteil u gibt an, zu welchem Anteil in Prozent der zu kühlende Luftstrom aus Frischluft besteht.

Die optimalen COP konnten im Teillastbereich bei einer Verdichterdrehzahl von $n = 15,2 \text{ Hz}$ ermittelt werden. Im Volllastbetrieb bei einer Drehzahl von $n = 30 \text{ Hz}$ ist ein Abfall des COP von ca. 44 % bis 46 % zu verzeichnen, der für die Ejektoranlage etwas ausgeprägter ist als für die Referenzanlage (vgl. COPs in Tabelle 4.4 bis Tabelle 4.7). Eine Ursache hierfür ist, dass die Ejektoreffizienz bei einem Hochdruck p_h von 8,5 MPa bei den gegebenen Randbedingungen optimal ist. Für steigende Werte von p_h nimmt die Effizienz kontinuierlich ab. Das bedeutet, dass der Ejektor im Teillastbereich am effizientesten arbeitet.

Tabelle 4.4: Vergleich der Anlagen mit einem Verdampfer und mit Ejektor (ME-1V-EL) und ohne Ejektor (OE-1V-EL) für den Teillastbetrieb und einem Frischluftanteil von 0,5

	$u = 0,5$	$p_m = 9,5 \text{ MPa}$	$n = 15,2 \text{ Hz}$
	COP [-]	$T_{va1} [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{Q}_1 [\text{kW}]$
OE-1V-EL	3,33	15,0	19,8
ME-1V-EL	3,39	14,6	20,5

Tabelle 4.5: Vergleich der Anlagen mit einem Verdampfer und mit Ejektor (ME-1V-EL) und ohne Ejektor (OE-1V-EL) für den Teillastbetrieb und einem Frischluftanteil von 1

	$u = 1$	$p_m = 9,5 \text{ MPa}$	$n = 15,2 \text{ Hz}$
	COP [-]	$T_{va1} [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{Q}_1 [\text{kW}]$
OE-1V-EL	3,45	17,7	20,2
ME-1V-EL	3,54	17,2	21,3

Es ist zu erkennen, dass der Einsatz eines Ejektors in einer Anlage mit nur einem Verdampfer die Effizienz bei den untersuchten Randbedingungen um 1,9 % bis 2,5 % steigern kann. Dabei ist allerdings anzumerken, dass die Anlagenkomponenten nicht für den Ejektorkreislauf, sondern für den Referenzkreislauf OE-1V-EL optimiert wurden. Durch eine Anpassung der Bauteile wäre eine weitere Effizienzsteigerung des Kältekreislaufs möglich.

Tabelle 4.6: Vergleich der Anlagen mit einem Verdampfer und mit Ejektor (ME-1V-EL) und ohne Ejektor (OE-1V-EL) für den Volllastbetrieb und einem Frischluftanteil von 0,5

	$u = 0,5$	$p_m = 12,0 \text{ MPa}$	$n = 30,4 \text{ Hz}$
	COP [-]	$T_{va1} [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{Q}_1 [\text{kW}]$
OE-1V-EL	1,88	10,3	29,1
ME-1V-EL	1,87	9,9	30,0

Tabelle 4.7: Vergleich der Anlagen mit einem Verdampfer und mit Ejektor (ME-1V-EL) und ohne Ejektor (OE-1V-EL) für den Volllastbetrieb und einem Frischluftanteil von 1

	$u = 1$	$p_m = 12,0 \text{ MPa}$	$n = 30,4 \text{ Hz}$
	COP [-]	$T_{va1} [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{Q}_1 [\text{kW}]$
OE-1V-EL	1,91	12,7	30,2
ME-1V-EL	1,91	12,1	31,2

Die Berechnungen zeigen zudem, dass durch die Verwendung eines Ejektors geringere Lufttemperaturen am Austritt des Verdampfer realisiert werden können. Durch das Anheben dieser Temperatur auf das Niveau der Referenzanlage besteht ein weiteres Effizienzsteigerungspotential.

Die Tabelle 4.8 und Tabelle 4.9 fassen die Ergebnisse für die Anlagen mit zwei Verdampfern zusammen. Die Gegenüberstellung erfolgt für den optimalen Betriebszustand mit $n = 15,2 \text{ Hz}$ und $p_h = 9,5 \text{ MPa}$. Es sind die erreichbaren COP und Lufttemperaturen T_{va1} (hinter dem Hauptverdampfer) und T_{va2} (nach dem zweiten Verdampfer) aufgelistet. Die Effizienzsteigerungen sind in Abbildung 4.2 und Abbildung 4.3 dargestellt.

Die Verschaltungsvarianten OE-2V-EL und ME-2V-EL können direkt miteinander verglichen werden. Bei diesen Anlagen werden zwei Luftströme separat dazu genutzt, um den Fahrgastraum und den Fahrerplatz zu klimatisieren. Beide Anlagen besitzen einen Hauptverdampfer und einen kleineren Verdampfer in der Frontbox. Aufgrund der kleineren Leistung des Frontboxverdampfers ist bei der Anlage ohne Ejektor und einem Frischluftanteil von 50 % die Abkühlung der Luft für den Fahrerraum geringer. Der Einsatz eines Ejektors ermöglicht eine deutlich stärkere Kühlung des Fahrerraums bei einer gleichzeitigen Steigerung des COP der Klimaanlage um bis zu 2,4 %. Allerdings liegt die Lufttemperatur zur Klimatisierung des Fahrgastraums geringfügig höher als bei der Referenzanlage.

Gegenüber der Referenzanlage kann der COP durch die Ejektoranlage ME-2V-KL um bis zu 3,6 % gesteigert werden. Beide Verdampfer dieser Anlage befinden sich im hinteren Teil des Busses und kühlen einen einzigen Luftstrom zur Klimatisierung des gesamten Businnenraums. Die Temperaturen, die dabei am Austritt des zweiten Verdampfers T_{va2} erreicht werden, liegen unter denen der Referenzanlage T_{va1} und T_{va2} .

Die Anlage, bei der ein Teil des Luftstroms um den zweiten Verdampfer vorbeigeführt wird, zeigt für die untersuchten Randbedingungen keine weitere Effizienzsteigerung. Zwar ist die Temperatur am Austritt des zweiten Verdampfers geringer, wird jedoch der

Teilluftstrom mit dem am Verdampfer vorbei geführten Luftstrom gemischt, ergibt sich eine höhere Temperatur T_{va1} . Bei diesen Bedingungen sinkt der COP. Die Untersuchungen, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden, bezogen sich ausschließlich auf den Anwendungsfall, bei dem 50 % des Luftvolumenstroms am zweiten Verdampfer vorbei geführt wurden. Weiterhin sind die Größen der beiden Verdampfer nicht für verschiedene Luftvolumenstromverhältnisse angepasst. Bei einer Optimierung sind weitere COP-Steigerungen zu erwarten. Die Varianten ME-2V-KL und ME-2V-TL lassen sich in der gleichen Bauweise verwirklichen. Dabei wird durch eine Klappe der Anteil am Luftstrom eingestellt, der durch den zweiten Verdampfer strömen soll. Die Anlage kann auf diese Weise geregelt werden.

Der Vergleich eines herkömmlichen Kältekreislaufes mit einem Verdampfer und ohne Ejektor OE-1V-EL mit einer Anlage mit einem Verdampfer und einem Ejektor ME-1V-EL zeigt, dass ein Ejektor die Effizienz um 1,8 % steigern kann. In Kombination mit einem zweiten Verdampfer kann der COP um 4,8 % gesteigert werden.

Die für diese Verschaltungen durchgeführten Berechnungen zeigen, dass die Anlage mit Ejektor und zwei Verdampfern in der kompakten Bauweise im Vergleich die effizienteste Kreislaufverschaltung ist. Die Anlagenkomponenten wurden jedoch nicht für jede einzelne Verschaltung optimiert. Aus diesem Grund ist eine weitere Steigerung der Effizienz durch eine Optimierung zu erwarten. In einem ersten Schritt birgt die Anpassung der Wärmeübertragungsflächen der Verdampfer Optimierungspotential. Bei den bisher durchgeführten Berechnungen entsprachen die Größen der Verdampfer denen der Referenzanlage ohne Ejektor mit einem Hauptverdampfer zur Klimatisierung des Fahrgastraums und einem kleineren Verdampfer zur Klimatisierung des Fahrerplatzes. Das Verhältnis der Wärmeübertragungsflächen betrug 1/10.

Mit Hilfe der Kompaktanlage werden zur Kühlung des Luftstroms beide Verdampfer verwendet. Die Kühlleistung, die von den einzelnen Verdampfern abgegeben wird, ist frei einstellbar. Wird zum Beispiel ein Verhältnis der Austauschflächen von 1/1,5 gewählt, ergibt sich für den Teillastbetrieb bei einer Umlufrate von Eins ein COP von 3,87. Dies stellt eine signifikante Verbesserung des COP im Vergleich zu einer Anlage mit einem Verhältnis 1/10 bei einem COP von 3,62 dar. Im Vergleich zur Referenzanlage mit zwei Verdampfern und ohne Ejektor kann damit eine Effizienzsteigerung von 10,9 % erreicht werden. Dieses Beispiel soll exemplarisch herangezogen werden, um das weitere Optimierungspotential der Ejektoranlage aufzuzeigen.

4 Verschaltungen Omnibusklimaanlage

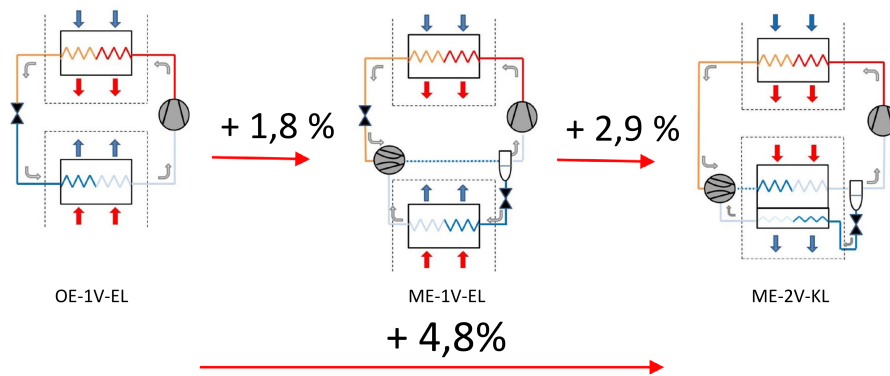


Abbildung 4.2: Relative COP-Steigerungen für die Anlagen mit einem Verdampfer im Vergleich zur Kompaktanlage

Tabelle 4.8: Vergleich der Anlagen mit und ohne Ejektor und mit einem Verdampfer

	$u = 0,5$	$p_m = 9,5 \text{ MPa}$	$n = 15,2 \text{ Hz}$			
	COP [-]	$T_{va1} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{va2} [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{Q}_1 [\text{kW}]$	$\dot{Q}_2 [\text{kW}]$	$\dot{Q}_{ges} [\text{kW}]$
OE-1V-EL	3,33	15,0	–	19,8	–	19,8
ME-1V-EL	3,39	14,6	–	20,5	–	20,5
ME-2V-KL	3,49	16,3	14,4	17,2	3,7	20,9

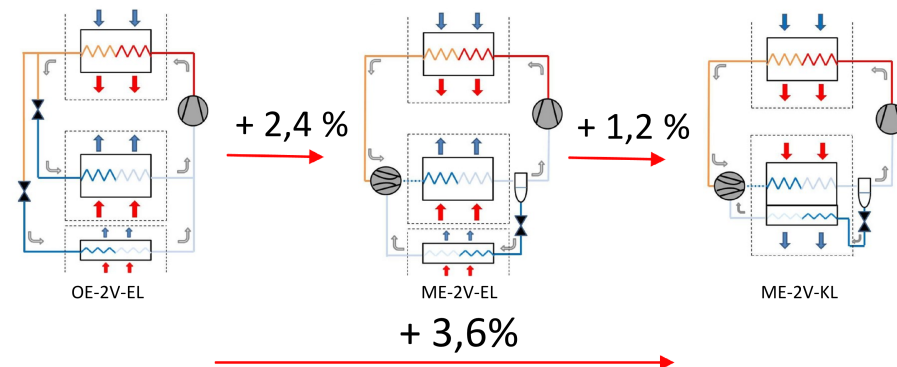


Abbildung 4.3: Relative COP-Steigerungen der Kreisläufe mit zwei Verdampfern

Tabelle 4.9: Vergleich der Anlagen mit und ohne Ejektor und mit zwei Verdampfern

	$u = 0,5$	$p_m = 9,5 \text{ MPa}$	$n = 15,2 \text{ Hz}$			
	COP [-]	$T_{va1} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{va2} [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{Q}_1 [\text{kW}]$	$\dot{Q}_2 [\text{kW}]$	$\dot{Q}_{ges} [\text{kW}]$
OE-2V-EL	3,37	15,6	16,4	18,5	1,4	19,9
ME-2V-EL	3,45	16,2	6,7	17,3	3,4	20,7
ME-2V-KL	3,49	16,3	14,4	17,2	3,7	20,9

5 Ejektorentwurf

Dieses Kapitel umfasst die aus einer Literaturrecherche zusammengefassten Ergebnisse zum Design eines CO₂-Ejektors. In den aufgeführten Arbeiten werden oft nur einzelne Bereiche des Ejektors untersucht und optimiert. Die Zusammenfassung der Ergebnisse ermöglicht die Konstruktion eines für CO₂ optimierten Ejektors.

Die Entwicklung und das Design eines Ejektors umfasst die Festlegung der geometrischen Maße. Diese bestimmen das Verhalten und die Effizienz des Ejektors. Das Ziel einer Entwicklung ist, die Ejektorgeometrie so zu wählen, dass der Ejektor mit hoher Effizienz die Drosselverluste reduziert und der Prozessführung genügt. Die Prozessführung in diesem Sinne fasst die gesamten in einem Kältekreislauf stattfindenden Zustandsänderungen zusammen.

Die Auslegung eines Zwei-Phasen-Ejektors mit Hilfe von CFD-Methoden wurde im Rahmen einiger Arbeiten versucht. Beispiele hierfür sind die Arbeiten von Harrell [34], Menegay [58] und Ksayer [48]. Jedoch war es bisher aufgrund der komplexen Strömungsvorgänge im Ejektor nicht möglich, eine allgemeingültige Beziehung zwischen den Geometrieparametern und den Strömungsvorgängen bzw. der Ejektoreffizienz zu entwickeln. Zur Auslegung eines Ejektors können aus den genannten Gründen nur experimentelle Untersuchungen herangezogen werden.

Die geometrische Form des Strömungskanal im Ejektor kann zunächst willkürlich gewählt werden. Aus der persönlichen Erfahrung heraus hat sich unter anderem die Form als sinnvoll erwiesen, wie sie in Abbildung 5.1 dargestellt ist. Die Geometrie wird hauptsächlich in Kältekreisläufen kleinerer Leistungsklassen von bis ca. 20 kW verwendet. Sie leitet sich aus der Geometrie von Strahlpumpen und Vakuumpumpen ab. In größeren Ejektoren wird durch eine komplexere Geometrie versucht, die Ejektoreffizienz zu erhöhen. Zum Beispiel werden in dem Patent WO 2005028831 [39] Geometrien vorgestellt, die die Saugstromzuführung durch mehrere Kanäle realisieren. Henzler [37] schlägt Düsen vor, die durch verschiedene Vorrichtungen den Treibstrom in Eigenrotation versetzen, um den Impulsaustausch im Ejektor zu verbessern. In den kleineren Leistungsklassen sind die Strömungskanäle jedoch so klein, dass die komplexeren Geometrien einen höheren fertigungstechnischen Aufwand hervorrufen. In Tabelle 5.1 sind die in Abbildung 5.1 dargestellten Parameter aufgelistet.

Im Folgenden werden in je einem Kapitel die Ergebnisse der in der Literatur gefundenen Arbeiten zu den einzelnen Geometrieparametern vorgestellt. Abschließend wird der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte und untersuchte Ejektor beschrieben.

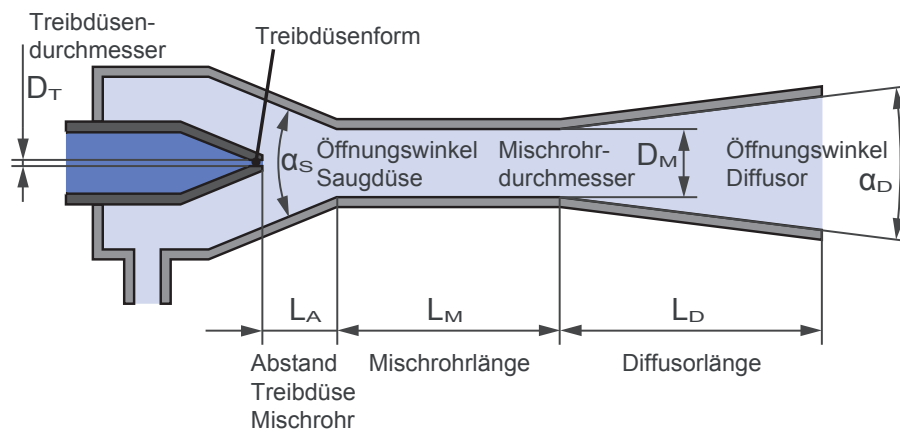


Abbildung 5.1: Geometrieparameter für Ejektoren in Kältekreisläufen kleinerer Leistungsklassen

Tabelle 5.1: Für die Auslegung festzulegende Geometrieparameter eines Ejektors aus Abbildung 5.1

Parameter	Beschreibung	Einheit
D_T	Durchmesser der Treibdüse	[m]
D_M	Durchmesser des Mischrohrs	[m]
L_A	Abstand zwischen Treibdüsenaustritt und Mischrohr	[m]
L_M	Länge des Mischrohres	[m]
L_D	Länge des Diffusors	[m]
α_S	Öffnungswinkel der Saugdüse	[°]
α_D	Öffnungswinkel des Diffusors	[°]

5.1 Treibdüse

Der für die bereitzustellende Leistung notwendige Treibstrom, der in der Treibdüse expandiert werden muss, ist in erster Linie vom Treibdüsenquerschnitt und von der Treibdüsenform abhängig. Aus diesem Grund sollte bei der Wahl der Geometrieparameter zunächst die Treibdüse ausgelegt werden.

Düsenform

Im ersten Schritt sollte eine Düsenform gewählt werden, die geringe Dissipationseffekte in der Strömung hervorruft, um die Verluste, die während der Expansion auftreten, zu reduzieren. Wein [86] schlägt hierfür kurze Düsen vor, bei denen das Verhältnis der Länge des Strömungskanals im engsten Bereich zum Strömungsquerschnitt möglichst klein ist. Je höher dieses Verhältnis ist, desto mehr dissipative Effekte treten auf. Im Grenzfall von Kapillaren würde aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten und dem im Verhältnis zum Strömungsquerschnitt langen verengten Strömungskanal ein signifikanter Anteil der kinetischen Energie dissipiert werden, bevor dieser zum Ansaugen eines zweiten Teilstromes genutzt werden kann.

Grundsätzlich können die Düsen als konvergierende, als Diffusor oder als Lavaldüsen, mit einem sich entlang der Strömung aufweitenden Strömungskanal, ausgeführt werden. Lavaldüsen Düsen haben den Vorteil, dass mit ihnen der Treibstrom in der Düse auf Strömungsgeschwindigkeiten, die größer als die Schallgeschwindigkeit $Ma = 1$ sind, beschleunigt werden kann. Dafür ist jedoch nach Sigloch [74] ein bestimmtes Druckverhältnis zwischen Hochdruck und Niederdruck notwendig. D. h. die Vorteile können nur in den Bereichen von Betriebsmodi genutzt werden, in denen das ein optimales Druckverhältnis vorherrscht. Mit dieser Düsenform wird versucht die dissipativen Effekte in der Strömung während der Expansion auf ein Minimum zu reduzieren. Diffusoren und Lavaldüsen besitzen einen sich nach dem engstem Strömungsquerschnitt öffnenden Strömungskanal.

Henzler [37] untersuchte mehrere Düsen für Zweistoffströmungen (Wasser und Luft) und schlägt die beiden Düsenformen A und B, wie in Abbildung 5.2 dargestellt, vor. Die von Henzler vorgeschlagene Form eignet sich auch für einen CO_2 -Ejektor, da der Treibstrom am Austritt der Düse zu einem großen Teil aus flüssigem Kältemittel besteht und der angesaugte Strom gasförmig ist. Die Düsenform A ist fertigungstechnisch mit Düsenquerschnitten von ca. 1 mm einfacher herzustellen als Düsen der Form B. Ein von Henzler [37] vermessener Ejektor mit Düsenform B zeigte im Vergleich zur Düsenform A einen um ca. 10 % besseren Wirkungsgrad. Der Unterschied zwischen beiden Düsen besteht darin, dass der Strömungskanal der Düsenform A konvergiert und sich der Strömungskanal der Düsenform B am Austritt öffnet.

Bei den Untersuchungen von Elbel [23] und Takeuchi [79] werden in den untersuchten Ejektoren sich am Austritt öffnende Düsen verwendet.

Im Patent EP 1 160 522 A1 [78] schlägt Takeuchi eine konvergierende Düse vor, wie sie in Abbildung 5.2 als Düsenform C dargestellt ist. Zudem stellt Takeuchi im Patent US 6,871,506 B2 [77] eine am Austritt öffnende Düsenform vor, wie sie in Abbildung 5.2 als Düsenform D dargestellt ist. Das Besondere an dieser Düse ist, dass in einer Vorkammer das Kältemittel zunächst entspannt wird und sich dadurch Bläschen bilden. Laut Takeuchi stellen diese Bläschen Keime dar, die den Siedeverzug des expandierenden Freistrahls nach dem Austritt aus der Düse teilweise kompensieren.

Der Freistrahls soll auf diese Weise dahingehend optimiert werden, dass der Impulsaustausch zwischen Treibstrahl und angesaugtem Strom begünstigt wird.

Tabelle 5.2: Zusammenfassung der in der Literatur vorgestellten und untersuchten Düsenformen

Autor	Publikation	Düsenform
Wein	[86]	mehrere Düsen, konvergierend und sich nach A_{\min} öffnend
Henzler	[37]	mehrere Düsen, konvergierend und sich nach A_{\min} öffnend
Elbel	[23]	sich nach A_{\min} öffnend
Takeuchi	[78]	konvergierend
Takeuchi	[78]	Strahlaufteilung durch mehrere Düsen
Takeuchi	[77]	sich nach A_{\min} öffnend mit Vorkammer
Hotta	[40]	komplexere Geometrie, konvergierend
Hafner	[32]	sich nach A_{\min} öffnend

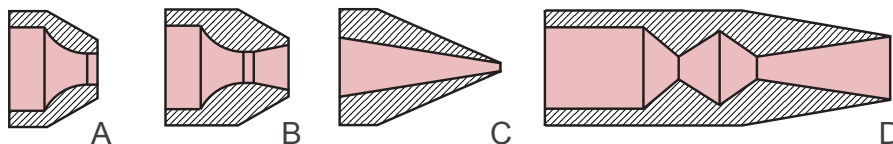


Abbildung 5.2: Düsenformen A und B wie von Henzler [37] vorgestellt, Düsenform C aus Patent EP 1 160 522 A1 von Takeuchi [78] sowie Düsenform D aus Patent US 6,871,506 B2 von Takeuchi [77]

Hotta untersuchte eine weitere komplexere Düsengeometrie und stellte diese im Patent US 6,604,379 B2 [40] vor. Hierbei verengt sich der Strömungskanal der konvergierenden Düse in mehreren Stufen mit abnehmenden Winkeln. Weiterhin stellte er eine Düse vor, bei der der konvergierende Teil der Düse direkt in den sich öffnenden Teil übergeht.

Takeuchi stellt im Patent EP 1 160 522 A1 [78] die Möglichkeit vor, den Treibstrahl auf mehrere Düsen aufzuteilen, und die Düsen in einer symmetrischen Anordnung in den Ejektor zu integrieren. Dadurch soll gleichfalls der Freistrahls hinsichtlich eines besseren Impulsaustausches zwischen Treibstrahl und angesaugtem Strom verbessert werden. Diese Verteilung des Treibstroms kann auch in einem einzigen Düsenkörper realisiert werden. Der Einfluss der Aufteilung des Treibstroms in mehrere Teilströme auf die Strömung wurde im Rahmen dieser Arbeit untersucht und wird in Kapitel 6.3 vorgestellt.

Hafner [32] verwendete in seiner Untersuchung sich nach dem engsten Strömungsquerschnitt öffnende Düsen. Für die Untersuchung wurde eine Apparatur entwickelt, mit der die Impulskraft des Treibstrahles direkt gemessen werden konnte. Ziel der Untersuchung war es, aus dem gemessenen Impuls und dem gemessenen Massenstrom

die Düseneffizienz zu ermitteln. Dabei zeigte sich, dass die Düseneffizienz bei konstanter Länge der Düse vom engsten Strömungsquerschnitt abhängig ist. Die beste Düseneffizienz wurde für eine Düse mit einem Verhältnis D_1/L_1 von 0,378 und einem Öffnungswinkel α von 2° ermittelt.

Die Tabelle 5.2 zeigt eine Liste der in den vorgestellten Untersuchungen verwendeten Düsen und die Düsenform. Bis auf die Arbeit von Hafner [32] werden in den Arbeiten keine Untersuchungen durchgeführt, die die Düseneffizienz bestimmen. Oft wurden die Düsen hinsichtlich der Ejektoreffizienz, die alle Dissipationseffekte im Ejektor berücksichtigt, verglichen. Aus diesem Grund können die Düsenformen nicht direkt miteinander verglichen werden. Die Düsenformen A und C in Abbildung 5.2 sind für eine Fertigung des Ejektors bei höheren Stückzahlen aufgrund ihrer einfachen Geometrie zu empfehlen. Der Ejektor, der im Rahmen dieser Arbeit konstruiert, untersucht und in Kapitel 5.5 beschrieben wird, ist mit einer Düse der Form A ausgestattet (vgl. Abbildung 5.6).

Die Düsenform wurde gewählt, da sie das von Wein [86] beschriebene Kriterium einer kurzen Düse erfüllt, einfach zu fertigen ist und sich im Gegensatz zu sich nach dem engsten Strömungsquerschnitt öffnenden Düsen auch im Bereich an Betriebszuständen effizient betrieben werden kann, in denen nicht der optimale Gegendruck herrscht. Diese Form der Düsen kann verwendet werden, wenn der Ejektor für einen Kältekreislauf verwendet wird, bei dem sich die Umgebungsbedingungen nur einem begrenzten Bereich ändern. Soll der Ejektor in einem Bereich stärker variierender Umgebungsbedingungen betrieben werden und die Düsen aus fertigungstechnischen Gründen eine einfache Form besitzen, bietet es sich an, konvergente Düsen zu benutzen.

Düsenquerschnitt

Ist eine Form der Düse gewählt, muss der Strömungsquerschnitt festgelegt werden. Der Zustand (h_1 und p_1) des Kältemittels am Eintritt der Treibdüse, der Druck p_3 am Austritt der Treibdüse und die Düsengeometrie bestimmen den Massenstrom durch die Düse. Zur Berechnung des Massenstroms mit Hilfe der oben genannten Einflussparameter gibt es verschiedene Ansätze. Im einfachsten Fall kann zur Auslegung die Strömungsgleichung von Bernoulli (Gleichung 5.1) herangezogen werden.

$$\rho \frac{c^2}{2} + p = \text{konstant} \quad (5.1)$$

Darin repräsentieren ρ die Dichte des strömenden Fluids, c die Strömungsgeschwindigkeit und p den Druck in der Strömung. Die Gleichung beschreibt den Zusammenhang zwischen Fließgeschwindigkeit und dem Druck in der Strömung einer inkompressiblen Flüssigkeit.

Unter der Annahme, dass die Geschwindigkeit am Eintritt der Düse sehr klein gegenüber der Geschwindigkeit am Austritt der Düse ist, ergibt sich durch Einsetzen der Gleichung 5.2 in Gleichung 5.1 die Gleichung 5.3. Mit dieser Gleichung kann der Massenstrom in Abhängigkeit von der Eintrittsdichte ρ_1 , dem Eintrittsdruck p_1 , dem Austrittsdruck p_3 und der Strömungsfläche A abgeschätzt werden. Der Druck p_3 am Austritt der Treibdüse ist bei der Auslegung zunächst unbekannt. Die Differenz zwischen dem Druck p_2 am Eintritt der Saugseite des Ejektors und dem Druck p_3 ist jedoch, wie durch die in Kapitel 6.3 beschriebenen und von Fiorenzano [28] vorgestellten Untersuchungen gezeigt wurde, sehr klein. Es kann angenommen werden, dass die Drücke

annähernd gleich sind ($p_3 \cong p_2$). Die Drücke p_1 am Eintritt der Treibdüse und p_2 am Eintritt der Saugdüse ergeben sich aus den Anforderungen an den Kältekreislauf.

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v \quad (5.2)$$

$$\dot{m} = A \sqrt{2 \rho_1 (p_1 - p_3)} \quad (5.3)$$

Für eine genauere Auslegung wurde im Rahmen dieser Arbeit eine geeignetere Strömungskorrelation entwickelt. Die Korrelation wird durch die Gleichung 6.15 beschrieben und im Kapitel 6.3 vorgestellt. Für den in dieser Arbeit untersuchten Ejektor (vgl. Kapitel 5.5) wurde ein Durchmesser im kleinsten Querschnitt der Treibdüse von 0,62 mm gewählt.

5.2 Mischrohr

In einem zweiten Schritt sollte das Mischrohr dimensioniert werden. Dabei sind der Mischrohrdurchmesser und die Mischrohrlänge zu wählen. Es bietet sich an, diese beiden Parameter als Verhältnis zum Treibdüsendurchmesser $\Gamma = D_M/D_T$ und $\Lambda = L_M/D_M$ anzugeben. In der Literatur sind einige experimentelle Arbeiten zur Dimensionierung des Mischrohres zu finden. Wie bei der Wahl der Düsenform beziehen sich diese auf eine Variation der Parameter in einem bestimmten Betriebspunkt. Aufgrund dessen sind die Ergebnisse nicht unmittelbar miteinander vergleichbar. Sie zeigen jedoch, dass die Geometrieparameter für einen weiten Bereich an Betriebspunkten abgeschätzt werden können. Zunächst soll mit Hilfe der in der Literatur vorhandenen Daten ermittelt werden, in welchen Bereichen sich welche Mischrohrdurchmesser als optimal erweisen.

Mischrohrdurchmesser

Takeuchi zeigt im Patent EP 1 160 522 A1 [78], dass für Γ in Verbindung mit CO_2 ein Wert zwischen 1,3 und 5,4 gewählt werden sollte. Um zusätzlich zu den ermittelten Effizienzverbesserungen weitere Betriebspunkte bewerten zu können, wurde mit Hilfe eines Modells das Verhalten des untersuchten Kreislauf in einem erweiterten Bereich von Randbedingungen berechnet. Bei dieser Simulation wurden die Umgebungstemperaturen und die Temperatur, mit der das Sekundärmedium in den Verdampfer eintritt, in einem Bereich von -30°C bis 55°C variiert. Takeuchi untersuchte Kälteanlagen mit Kältemittelmassenströmen von 27 g/sec bis 110 g/sec. Genauere Angaben zu den Berechnungen sind im Patent nicht angegeben. Die Ergebnisse sind in Diagramm 5.1 dargestellt. Takeuchi gibt im Patent für ein optimales Γ einen durch Berechnungen ermittelten Wert von 2,54 an.

Hafner [33] untersuchte fünf Ejektoren bei gleichen Bedingungen. Er variierte bei den Untersuchungen lediglich die Mischrohrgeometrie und ermittelte für ein optimales Γ einen Wert von 3,33. Mit dem bei den Experimenten verwendeten Prüfstand wurden die Temperaturen der Wärmequelle auf 20°C , 30°C und 40°C und die Hochdrücke von 90 bar, 100 bar und 110 bar eingestellt. Banasiak [3] führte in Zusammenarbeit

mit Hafner weitere Untersuchungen durch und beide kommen zum gleichen Ergebnis. In der von Hafner [33] vorgestellten Arbeit wurden der Hochdruck zwischen 80 bar und 115 bar variiert und der Druck auf der Saugseite des Ejektors auf 35,5 bar, die Überhitzung auf 5 K sowie die Temperatur des Kältemittels am Eintritt der Treibdüse auf 30,5 K eingestellt.

Nakagawa [62] untersuchte drei verschiedene Ejektoren bei gleichen Randbedingungen. Er variierte dabei ausschließlich den Mischstreckendurchmesser. Der Ejektor in der von Nakagawa [62] vorgestellten Arbeit besteht aus einzelnen übereinander angeordneten Platten, aus denen das Strömungsprofil ausgeschnitten wurde. Dadurch ist es möglich, in einfacher Weise Sensoren für Druck und Temperatur anzubringen und die Verläufe der Größen im Ejektor zu messen. Der Strömungsquerschnitt der einzelnen Platten ist rechteckig. Aus diesem Grund kann für das Verhältnis Γ lediglich ein aus der Querschnittsfläche ermittelter äquivalenter Durchmesser bei Annahme eines kreisrunden Querschnitts berechnet werden. Bei höheren Eintrittsdrücken von über 100 bar schlägt er für ein äquivalentes Γ einen Wert von 3,70 und bei kleineren Drücken von ca. 90 bar einen Wert von 2,85 vor. Nakagawa variierte den Hochdruck zwischen 90 bar und 105 bar, die Verdampfungstemperatur zwischen 0 °C und 8 °C und die Temperatur am Treibdüsen Eintritt zwischen 40 °C und 46 °C. Nakagawa zeigte experimentell, dass die optimale Geometrie des Mischrohres vom Zustand des Kältemittels am Eintritt der Treibdüse abhängig ist.

Tabelle 5.3: Zusammenfassung der in der Literatur untersuchten und vorgeschlagenen optimalen Verhältnisse vom Treibdüsendurchmesser zum Mischrohrdurchmesser $\Gamma = D_M/D_T$

Autor	Publikation	$\Gamma = D_M/D_T$	optimales Verhältnis
Takeuchi	[78]	1,3 – 5,4	2,54
Hafner, Banasiak	[33], [3]	3 – 20	3,33
Nakagawa	[62]	2,85 – 4,35	2,85 (90 bar) und 3,70 (100 bar)

Die Tabelle 5.3 fasst die in den Arbeiten veröffentlichten Werte für Γ zusammen. Für den in dieser Arbeit untersuchten Ejektor (vgl. Kapitel 5.5) wurde für Γ ein Wert von 2,56 gewählt. Die Werte von Takeuchi können aus dem in Diagramm 5.1 dargestellten und im Patent EP 1 160 522 A1 [78] veröffentlichten Verlauf der Ejektoreffizienz in Abhängigkeit des Verhältnisses Γ abgelesen werden. Die im Patent EP 1 160 522 A1 [78] verwendete Effizienzdefinition unterscheidet sich von der in dieser Arbeit vorgestellten Ejektoreffizienz. Hafner, Banasiak und Nakagawa schlagen etwas höhere Werte vor. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass in verschiedenen Arbeiten ein in etwa gleiches Verhältnis Γ ermittelt wurde. Es kann davon ausgegangen werden, dass ein optimaler Wert für Γ für einen CO₂-Ejektor im Bereich um 3,0 liegt.

Mischrohlänge

Weiterhin hat die Mischrohlänge des Ejektors einen Einfluss auf die Ejektoreffizienz. Im Mischrohr mischen sich der Treibstrom \dot{m}_t und der Saugstrom \dot{m}_s . Das Mischrohr sollte so lang dimensioniert sein, dass eine vollständige Vermischung stattfinden kann

und der bestmögliche Druckrückgewinn erreicht wird. Dies ist der Fall, wenn der Druckrückgewinn und damit der Mischprozess am Austritt des Mischrohrs beendet ist. Wird das Mischrohr jedoch zu lang dimensioniert, sind die aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten hervorgerufenen Druckverluste durch Dissipationseffekte im Verhältnis zum Druckrückgewinn relativ hoch. Dies führt zu einer Verminderung der Ejektoreffizienz. Der Druckanstieg ist entlang des Strömungskanal zunächst relativ hoch, verringert sich jedoch mit zunehmender Strömungslänge. Ist kein Druckanstieg in Strömungsrichtung zu verzeichnen, ist die optimale Mischrohlänge erreicht.

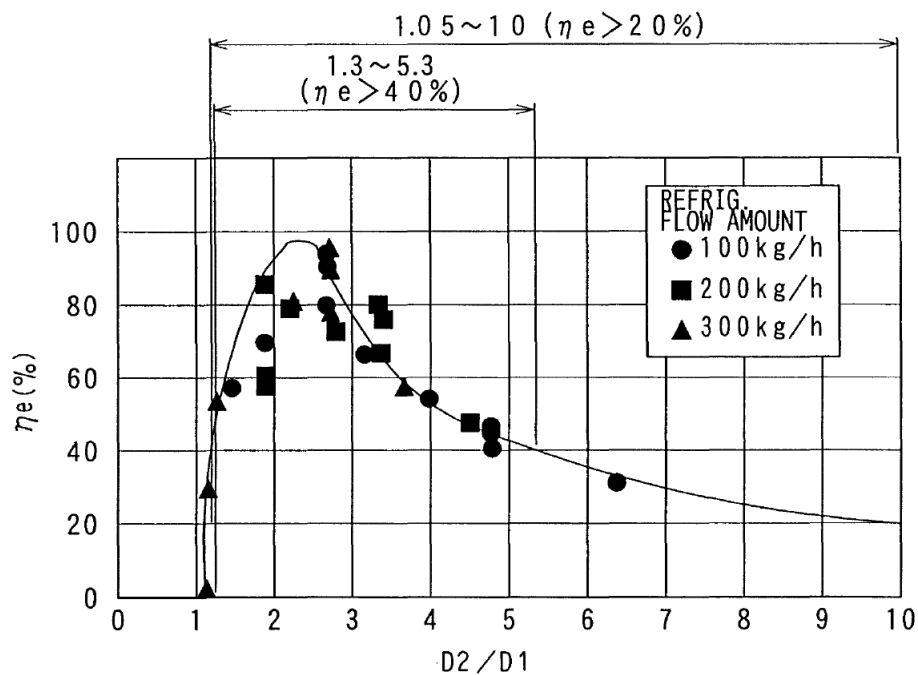


Diagramm 5.1: Abhängigkeit der von Takeuchi definierten Ejektoreffizienz η_e vom Durchmesser Verhältnis D_2/D_1 , Diagramm aus dem Patent EP 1 160 522 A1 [78], das Verhältnis D_2/D_1 entspricht dem Durchmesser Verhältnis $\Gamma = D_M/D_T$ aus Abbildung 5.1

Nakagawa [62] interpretierte die Ergebnisse seiner Untersuchungen von 3 Ejektoren dahingehend, dass die Effizienzverbesserung durch die Variation des Mischrohrdurchmessers nicht nur vom Verhältnis der Durchmesser von Treibdüse und Mischrohr Γ hervorgerufen wird, sondern auch vom Verhältnis zwischen Mischrohrdurchmesser und Mischrohlänge. Nakagawa variierte bei den von ihm untersuchten Ejektoren lediglich den Mischrohrdurchmesser und benutzte eine konstante Mischrohlänge. Nakagawa untersuchte drei Ejektoren bei Hochdrücken zwischen 90 bar und 105 bar, Verdampfungstemperaturen zwischen 0 °C und 8 °C und Temperaturen am Treibdüsen Eintritt zwischen 40 °C und 46 °C.¹ Bei höheren Eintrittsdrücken von über 100 bar schlägt er für $\Lambda = L_M/D_M$ einen Wert von 6,25 und bei kleineren Drücken von ca. 90 bar einen Wert von 8,11 vor.

¹Nakagawa verwendete rechteckige Strömungsquerschnitte und es kann für den Mischrohrdurchmesser lediglich ein aus der rechteckigen Querschnittsfläche äquivalenter Durchmesser berechnet werden.

In einer weiteren Arbeit von Nakagawa [63] werden bei drei untersuchten Ejektoren die Mischrohlängen bei sonst unveränderten Geometrieparametern variiert. Nakagawa wählte bei den Untersuchungen Hochdrücke zwischen 90 bar und 105 bar, Verdampfungstemperaturen zwischen 2 °C und 8 °C und Temperaturen am Treibdüsen-eintritt zwischen 41 °C und 44 °C.¹ Für ein optimales Verhältnis Λ ermittelte Nakagawa einen Wert von 6,25. Bei einem Wert von 2,08 wurde der maximale Druckrückgewinn noch nicht erreicht und bei einem Wert von 10,42 stieg der Druck bei ca. 2/3 der Mischrohlänge nicht weiter an. Aus einem zu lang gewählten Mischrohr resultieren Reibungsverluste in der Strömung, die die Ejektoreffizienz mindern. Weiterhin konnte Nakagawa zeigen, dass der Unterschied zwischen den Druckrückgewinnen der verschieden langen Mischrohre mit zunehmenden Hochdruck größer werden.

Bei den Untersuchungen der fünf von Hafner [33] vorgestellten Ejektoren wurden Mischrohre mit Verhältnissen für Λ von 8 und 20 verwendet. Hafner kommt zu dem Schluss, dass ein Wert für Λ von 8 das bessere Verhältnis darstellt. Bei den Experimenten wurden mit dem in der Veröffentlichung dargestellten Prüfstand die Temperaturen der Wärmequelle auf 20 °C, 30 °C und 40 °C und die Hochdrücke von 90 bar, 100 bar und 110 bar eingestellt.

Die von Elbel [23] durchgeführten Experimente zeigen, dass mit abnehmender Länge des Mischrohrs der Ejektorwirkungsgrad signifikant steigt. Für die in der Arbeit angegebenen Mischrohlängen ergeben sich folgende Werte für Λ von 2,7, 11,6, 20,5 und 29,5. Werden die Werte mit denen aus den Arbeiten von Hafner [33] und Nakagawa [62], [63] verglichen, erscheinen die Ergebnisse widersprüchlich. Eine Analyse der Abbildungen in der Arbeit von Elbel zeigt jedoch, dass den Mischrohren eine ca. 20 mm lange konvergierende Einlaufstrecke vorgeschaltet ist. Da der Konvergenzwinkel sehr klein ist, kann dieser Bereich durchaus als ein Teil des Mischrohrs angesehen werden. Werden die Längen für die Einlaufstrecke und für die Mischrohlängen addiert, ergeben sich für Λ die Werte 9,8, 18,8, 34,8 und 36,1. Damit würde sich für das optimale Verhältnis ein Wert von 9,8 ergeben. Dieser Wert entspricht den Ergebnissen von Hafner [33] und Nakagawa [62], [63]. Elbel untersuchte den Ejektor bei Hochdrücken zwischen 80 bar und 130 bar und Verflüssigeraustrittstemperaturen zwischen 35 °C und 50 °C.

Takeuchi schlägt im Patent EP 1 160 522 A1 [78] einen optimalen Wert für Λ zwischen 20 bis 50 vor. Die Werte können dem Diagramm 5.3 entnommen werden. Die experimentellen Untersuchungen wurden durch Berechnungen ergänzt, die die Betrachtung weiterer Betriebspunkte ermöglichen. Bei diesen Simulationen wurden die Umgebungstemperaturen und die Temperatur des Sekundärmediums im Verdampfer, in einem Bereich von -30 °C bis 55 °C variiert. Die von Takeuchi untersuchten Kälteanlagen wiesen Kältemittelmassenströme von 27 g/sec bis 110 g/sec auf. Genauere Angaben zu den Berechnungen sind im Patent nicht angegeben.

Ein Vergleich der in der Literatur vorgestellten Ergebnisse zeigt, dass die Ejektoreffizienz stark vom Verhältnis Λ von Mischrohlänge zu Mischrohrdurchmesser abhängt, und dass ein Wert von ca. 8 für Λ die höchste Ejektoreffizienz ermöglicht. Die von Takeuchi angegebenen Werte widersprechen den in den Arbeiten von Elbel [23], Hafner [33] und Nakagawa [62], [63] vorgeschlagenen Werten. Aus der Untersuchung von Elbel [23] und den experimentellen Ergebnissen aus der Arbeit von Fiorenzano [27] geht hervor, dass die Werte, die Takeuchi [78] vorschlägt, im Vergleich zu den anderen Werten höher sind. Takeuchi gibt wenige Einzelheiten zu seinen Experimenten an. Aus

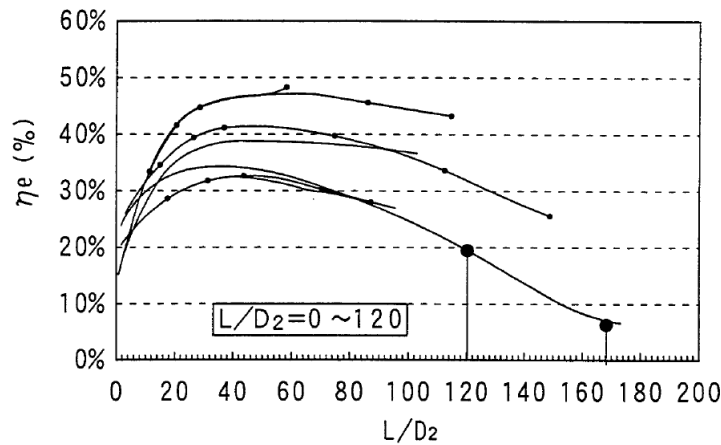


Abbildung 5.3: Die Abhängigkeit der von Takeuchi definierten Ejektoreffizienz η_e vom Verhältnis der Mischrohlänge zum Durchmesser der Treibdüse, Diagramm aus dem Patent EP 1 160 522 A1 [78], das Verhältnis L/D_2 entspricht dem Durchmesser Verhältnis $\Lambda = L_M/D_M$ aus Abbildung 5.1

diesem Grund kann die Ursache für diese Abweichung nicht genauer untersucht werden. Da bei der Konstruktion des in dieser Arbeit untersuchten Ejektors die Ergebnisse von Elbel, Hafner und Nakagawa nicht bekannt waren, wurde ein Verhältnis von 21,38, wie es Takeuchi vorschlägt, verwendet. Abbildung 5.3 zeigt die Ergebnisse aus Takeuchis Arbeit. In Tabelle 5.4 sind die in der Literatur angegebenen Werte aufgelistet.

Tabelle 5.4: Die Zusammenfassung der in der Literatur untersuchten und vorgeschlagenen optimalen Verhältnisse von Mischrohlänge zu Mischrohrdurchmesser $\Lambda = L_M/D_M$

Autor	Publikation	$\Lambda = D_M/D_T$	optimales Λ
Nakagawa	[62]	5,30 – 8,11 ¹	8,11 (90 bar) und 6,25 (100 bar) ¹
Nakagawa	[63]	2,08 – 10,42 ¹	6,25 ¹
Hafner	[33]	8, 20	8
Elbel	[23]	9,8 – 36,1	9,8
Takeuchi	[78]	0 – 120	20 – 50

5.3 Diffusorwinkel

Als weiterer Parameter muss die Diffusorgeometrie festgelegt werden. Die Länge des Diffusors ergibt sich aus dem Öffnungswinkel α_D , dem Mischrohrdurchmesser und dem Durchmesser am Austritt des Ejektors. Die Auswirkung des Diffusoröffnungswinkels auf die Ejektoreffizienz haben Elbel und Hrnjak [26] und Takeuchi [78] untersucht. In Tabelle 5.5 sind die Ergebnisse aufgelistet. Die Ergebnisse von Takeuchi können dem

Diagramm 5.2 entnommen werden. Aus den Arbeiten geht hervor, dass ein Diffusoröffnungswinkel von ca. 8° optimal ist. Bei dem in dieser Arbeit verwendeten Ejektor wurde ein Öffnungswinkel von 2° gewählt.

Tabelle 5.5: Zusammenfassung der in der Literatur untersuchten und vorgeschlagenen optimalen Diffusoröffnungswinkel α_D

Autor	Publikation	α_D	optimaler Öffnungswinkel
Elbel	[26]	$9,8^\circ - 36,1^\circ$	$9,8^\circ$
Takeuchi	[78]	$0,2^\circ - 34^\circ$	7°

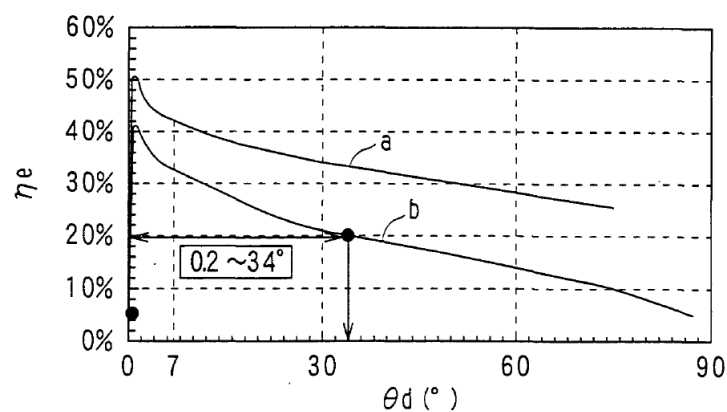


Diagramm 5.2: Abhängigkeit der von Takeuchi definierten Ejektoreffizienz η_e vom Diffusoröffnungswinkel Θ_d , Diagramm aus dem Patent EP 1 160 522 A1 [78], der Winkel Θ_d entspricht dem Winkel α_D aus Abbildung 5.1

5.4 Abstand zwischen Treibdüse und Mischrohr

Untersuchungen zur optimalen Position der Treibdüse in Relation zum Eintritt des Mischrohrs wurden von Chunnanond und Aphornratana [12], von Takeuchi [79] und Henzler [38] durchgeführt. Chunnanond und Aphornratana [12] kamen zu dem Ergebnis, dass die Treibdüse nicht direkt vor dem Mischrohr positioniert werden sollte. Diese Erkenntnisse decken sich mit den Ergebnissen, die Henzler [38] in seiner Arbeit präsentiert. Henzler gibt an, dass bei Ejektoren, die mit einphasigen Fluiden betrieben werden ein optimaler Abstand im Verhältniss zum Mischrohrdurchmesser L_A/D_M von 0,4 bis 0,9 einzustellen ist. Für zweiphasige Fluide gibt er ein höheres Verhältnis von ca. 3,5 an. Takeuchi [79] untersuchte einen Ejektor bei dem der Abstand zwischen Treibdüsenaustritt und Mischrohreintritt sehr gering war. Ausgehend von den aus der Literatur bekannten Ergebnissen erscheint ein Verhältnis L_A/D_M zwischen 0,4 und 3,5 als sinnvoll. Tabelle 5.6 listet die Ergebnisse zusammenfassend auf.

Tabelle 5.6: Zusammenfassung der in der Literatur untersuchten und vorgeschlagenen optimalen Verhältnisse von Treibdüsenabstand zu Mischrohrdurchmesser L_A/D_M

Autor	Publikation	L_A/D_M
Chunnanond	[12]	> 0
Takeuchi	[79]	≈ 0
Henzler	[38]	0,4 – 3,5

5.5 Konstruktion des untersuchten Ejektors

Für die am Institut für Thermodynamik der TU Braunschweig (IfT) durchgeführten Untersuchungen wurde ein Ejektor entworfen und gefertigt. Die Auslegung des Ejektors basiert auf den Randbedingungen, die in einer Wärmepumpe für ein Einfamilienpassivhaus auftreten. Dabei wurde davon ausgegangen, dass das sekundäre Medium im Gaskühler das Kältemittel auf Temperaturen zwischen 20 °C und 25 °C abkühlt. Mit Hilfe des Verfahrens von Inokuty [41] wurde ein optimaler Hochdruck von 95 bar bestimmt. In einem Ejektorkreislauf mit einem Verdampfer wurde eine Verdampferleistung bis zu 2 kW bei Verdampfungsdrücken von 37 bar bis 40 bar und einem Treibstrom von 15 g/s angestrebt. Die wichtigsten Geometrieparameter des Ejektors sind in Tabelle 5.7 aufgelistet.

Tabelle 5.7: Gewählte Geometrieparameter des am IfT entwickelten Ejektors

Parameter	Beschreibung	Wert
D_T	Durchmesser im kleinsten Querschnitt der Treibdüse	0,62 mm
D_M	Durchmesser des Mischrohrs	1,59 mm
L_A	Abstand zwischen Treibdüsenaustritt und Mischrohr im Einlaufbereich	1,6 mm
L_M	Länge des Mischrohres	34,0 mm
α_S	Öffnungswinkel der Saugdüse	45°
α_D	Öffnungswinkel des Diffusors	2°

Das Durchmesser Verhältnis $\Gamma = D_M/D_T$ des gefertigten Ejektors beträgt: 1,59 mm/0,62 mm = 2,6. Das Verhältnis von Mischrohlänge und Mischrohrdurchmesser $\Lambda = L_M/D_T$ des gefertigten Ejektors beträgt: 34,0 mm/1,59 mm = 21,4. Die Abbildung 5.4 zeigt die einzelnen Bauteile des Ejektors in einer Explosionsdarstellung und Abbildung 5.5 zeigt die Konstruktion in einer Schnittdarstellung und den gefertigten Ejektor.

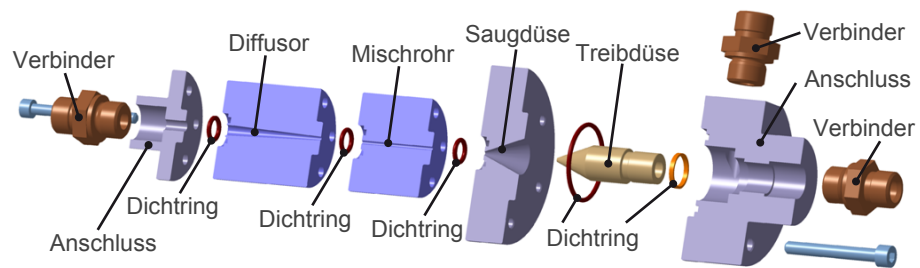


Abbildung 5.4: Konstruktion des am IfT entwickelten Ejektors

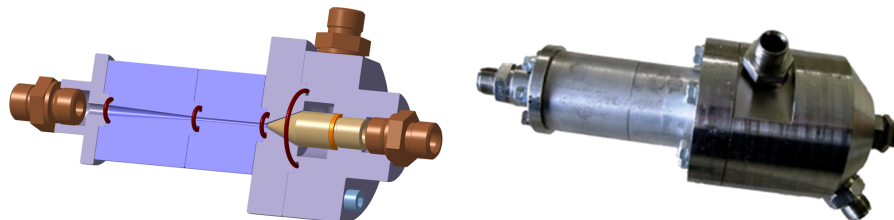


Abbildung 5.5: Schnittdarstellung des am IfT entwickelten Ejektors und Darstellung des gefertigten Ejektors

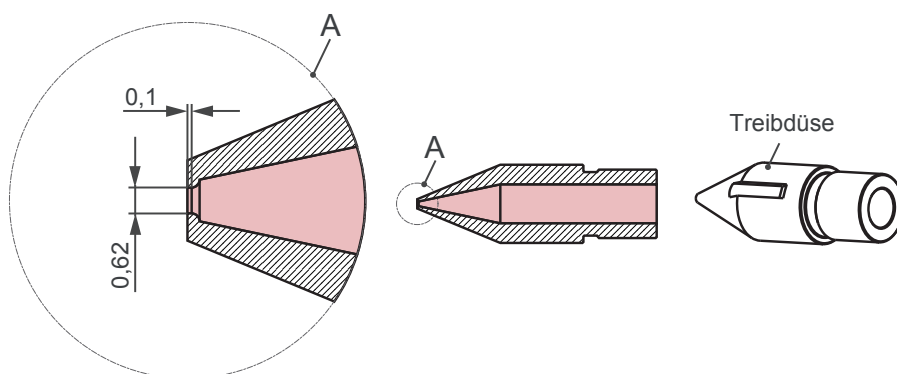


Abbildung 5.6: Zeichnung der verwendeten Ejektordüse

6 Experimentelle Untersuchungen und Entwicklung der Korrelation zur Beschreibung des Massendurchflusses in einem CO₂-Ejektor

Bei der Entwicklung und Optimierung neuartiger Verschaltungskonzepte für Ejektor-Kältekreisläufe wird oft auf Berechnungen und Simulationen zurückgegriffen, die das Verhalten der Kreisläufe beschreiben. Entscheidend für die Qualität und Genauigkeit der Ergebnisse ist unter anderem das verwendete Ejektormodell, welches das Verhalten des Ejektors abbilden kann. Für eine vollständige Beschreibung des Ejektorverhaltens werden zwei Gleichungen benötigt, eine, die die Ejektoreffizienz beschreibt, und eine weitere Gleichung, mit der der Teilmassenstrom berechnet werden kann (die Beschreibung kann auch durch zwei andere Gleichungen wie z. B. für den Treibmassenstrom und den angesaugten Strom erfolgen). In der Literatur sind verschiedene Modelle für Ejektoren zu finden, die eine Gleichung für die Ejektoreffizienz enthalten. Mit dieser Gleichung wird der Zustand des Kältemittels am Austritt des Ejektors in Abhängigkeit der Eintrittszustände approximiert. Die Beschreibung erfolgt mit spezifischen Größen. Ein Modell mit einer zweiten, zur vollständigen Beschreibung des Ejektorverhaltens notwendigen Gleichung, die den absoluten Treibmassenstrom in Abhängigkeit der Kältemittelzustände in einem für eine Simulation ausreichenden Bereich beschreibt, ist jedoch bisher in der Literatur nicht zu finden. Aus diesem Grund wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Korrelation für die Beschreibung des Treibmassenstroms entwickelt. Die Vorgehensweise, auf dimensionslose Kennzahlen zurückzugreifen, gleicht der, die Fiorenzano [27] bei der Entwicklung der Korrelation für die Ejektoreffizienz angewendet hat. Zusammen mit der von Fiorenzano [27] vorgestellten Korrelation und der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Korrelation kann das Verhalten des Ejektors vollständig abgebildet werden. Bei den Korrelationen handelt es sich um empirische Korrelationen, deren Parameter an verschiedene Geometrien angepasst werden können.

Die Entwicklung der Korrelation erfolgte in zwei Schritten. In einem ersten Schritt wurde der Massenstrom von CO₂ in Düsen untersucht. Mit Hilfe der Ergebnisse konnte in einem zweiten Schritt eine Korrelation für den Treibmassenstrom in einem Ejektor entwickelt werden. Der Vergleich der entwickelten Korrelationen zeigt, dass der Massenstrom hauptsächlich von der Düsengeometrie abhängt und weniger stark von der weiteren Ejektorgeometrie. Die mit den Korrelationen berechneten Massenströme zeigen, dass für die Auslegung eines Ejektors der Treibdüsendurchmesser mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung für ausgewählte Bereiche abgeschätzt werden kann. Zur Simulation und Berechnung des Ejektorverhaltens in einem Kältekreislauf ist eine komplexere

empirische Gleichung notwendig, um hinreichend genaue Ergebnisse zu erreichen.

Für die experimentelle Untersuchung des Treibmassenstroms wurde am IfT eine Versuchsanlage aufgebaut, mit der der Ejektor und einzelne Düsen untersucht werden können. Der Aufbau und die Funktionsweise der Versuchsanlage wird in Kapitel 6.1 dargestellt. Die Beschreibung der Untersuchung zur Ejektoreffizienz erfolgt im Kapitel 6.2. Im sich anschließenden Kapitel 6.3 wird die in dieser Arbeit entwickelte Korrelation zur Beschreibung des Treibmassenstroms vorgestellt.

6.1 Beschreibung des Versuchsaufbaus

Die Untersuchungen zu den Ejektortreibdüsen und dem Ejektor selbst wurden mit Hilfe der gleichen Versuchsanlage durchgeführt. Den hydraulischen Schaltplan und die einzelnen Komponenten der modifizierten Versuchsanlage zeigt Abbildung 6.1.

Einerseits kann mit der Versuchsanlage der Ejektor als einzelne Komponente untersucht werden. Andererseits können ein gesamter CO₂-Ejektor-Kältekreislauf mit ein oder zwei Verdampfern und ein herkömmlicher Kreislauf experimentell direkt miteinander verglichen werden. Der Vorteil der Versuchsanlage beim Vergleich verschiedener Kreislaufverschaltungsvarianten besteht darin, dass für die Kreisläufe jeweils die gleichen Kreislaufkomponenten verwendet werden. Dadurch ist ein direkter Vergleich der Verschaltungen möglich. Im Betriebsmodus zur Untersuchung des Ejektors als Komponente können im angesaugten Strom unabhängig von den übrigen Randbedingungen in einem weiteren Bereich Kältemittelzustände eingestellt werden. Dazu werden an verschiedenen Stellen im Kreislauf der Versuchsanlage Kältemittelströme mit Hilfe der Ventile A, B und H abgezweigt und vor dem Ejektoreintritt zusammengeführt und gemischt. Der Kältemittelstrom, der entweder über das Ventil A oder über das Ventil B strömt, befindet sich im einphasigen überhitzten Zustand, und der Strom der über das Ventil H strömt befindet sich vor dem Ventil im Zustand der gesättigten Flüssigkeit. Dieser Kältemittelstrom kann mit dem Unterkühler unterkühlt werden. Da die einzelnen Kältemittelströme sich jeweils im einphasigen Zustand befinden, ist die relativ genaue messtechnische Erfassung der Massenströme mit Massenstromsensoren, die nach dem Coriolis-Messprinzip arbeiten, möglich. Ein Sensor misst den Treibmassenstrom. Zwei Sensoren messen jeweils den Massenstrom der flüssigen Phase und der Gasphase, aus denen der Saugstrom gemischt wird. Eine ausführliche Beschreibung der Komponenten der Versuchsanlage ist im Anhang in Kapitel 10.1 zu finden. Hier sollen nur die für die Untersuchungen relevanten Komponenten und die für die Messung wichtigen Sensoren beschrieben werden.

Zur Bestimmung der Kältemittelzustände an den Stellen, die in Abbildung 6.1 gekennzeichnet sind, wird während eines Versuchs mit Hilfe von Sensoren der Druck und die Temperatur gemessen. Auf Basis von Stoffdaten können die thermodynamischen Zustände an den Positionen, in denen das Kältemittel einphasig vorliegt, direkt berechnet werden. Die Zustände des Kältemittels an den Positionen, in denen sich das Kältemittel im zweiphasigen Bereich befindet, lassen sich mit Hilfe von Energiebilanzen bestimmen. Die einzelnen Sensoren, der Hersteller, der Typ und die Genauigkeitsklasse sind in Tabelle 10.2 aufgelistet.

Zur Untersuchung der Ejektortreibdüsen wurde ein Test-Zylinder konzipiert, mit dem es auch möglich ist, Messungen durchzuführen bei denen das Kältemittel als Freistrah-

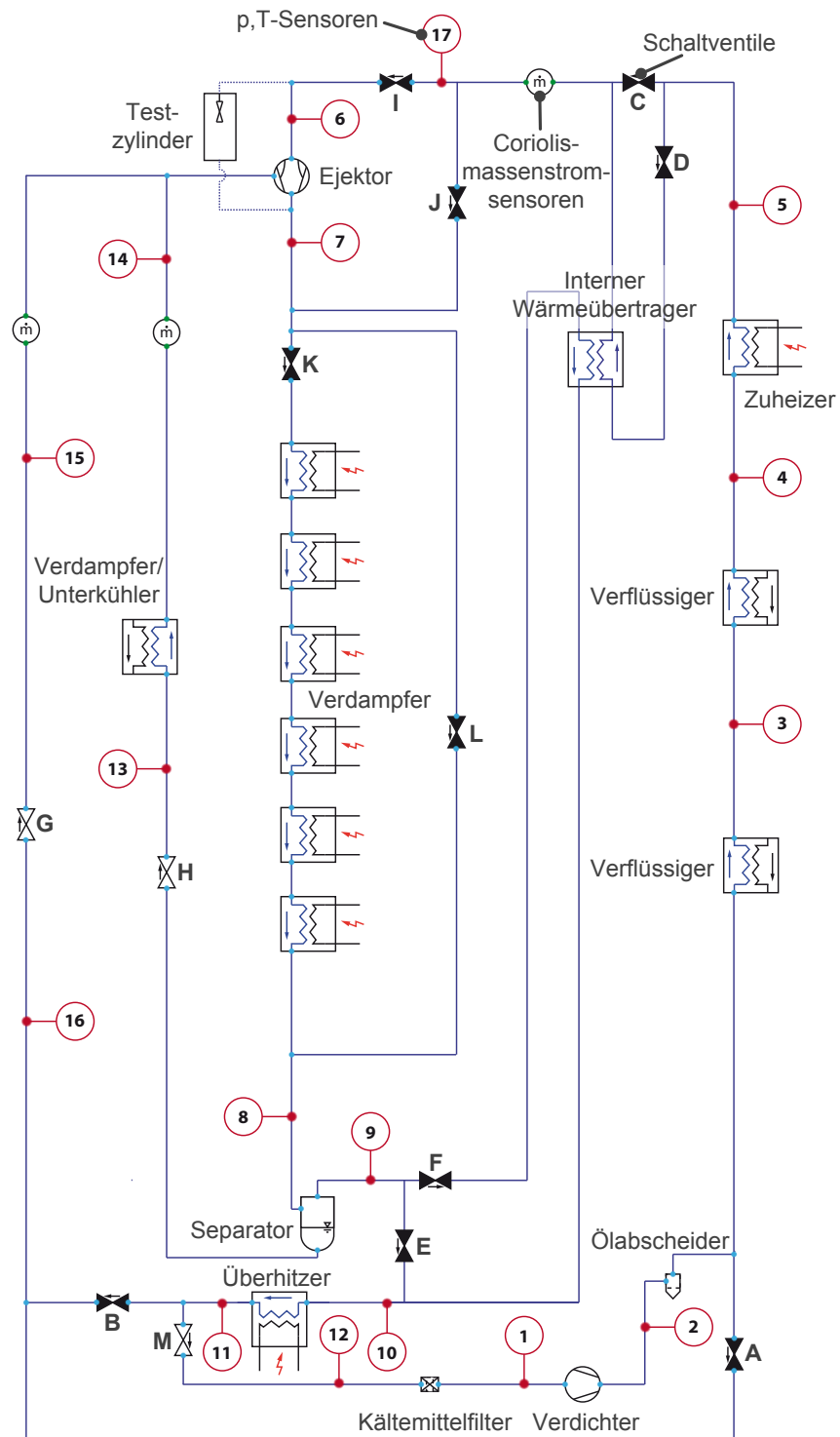


Abbildung 6.1: Hydraulischer Schaltplan der Versuchsanlage zur Untersuchung von Kältemittelkreisläufen mit Ejektor und der Untersuchung des Ejektors als Komponente

aus der Düse austritt. Abbildung 10.1 im Anhang 10.2 zeigt den Aufbau des Testzylinders.

6.2 Experimentelle Untersuchung der Ejektoreffizienz

Die im Rahmen dieser Arbeit in Kapitel 2.3 vorgestellte Ejektoreffizienz wurde in den Arbeiten von Fiorenzano [27] und Lucas [55] basierend auf experimentellen Messdaten abgeleitet. Fiorenzano [27] und Lucas [55] beschreiben die Ejektoreffizienz mit Hilfe folgender empirischer Gleichungen:

$$\eta_{E\text{Fioren}} = 1,1326 \cdot \left[\left(\frac{e_v}{e_e} \right)^{0,552} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,405} \cdot \left(\frac{Oh_1}{Oh_2} \right)^{0,148} \right] - 0,0327 \quad (6.1)$$

$$\eta_{E\text{Lucas2}} = 0,4363 \cdot \left[\left(\frac{e_v}{e_e} \right)^{0,878} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,103} \cdot \left(\frac{\eta_1}{\eta_2} \right)^{1,340} \cdot 2,565 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{-0,04574} \right] - 0,0177 \quad (6.2)$$

Das in den Gleichungen enthaltene Verhältnis e_v/e_e ist wie folgt definiert:

$$\frac{e_v}{e_e} = \left(\frac{p_2 \cdot \ln\left(\frac{p_6}{p_2}\right)}{p_1 - p_6} \right) \quad (6.3)$$

Die in den Gleichungen verwendete dimensionslose Ohnesorgezahl Oh ist wie folgt definiert:

$$Oh = \frac{\eta}{\sqrt{\rho \cdot \sigma \cdot L}} \quad (6.4)$$

In den Gleichungen repräsentieren ρ die Dichte, p den Druck, η die dynamische Viskosität, σ die Oberflächenspannung und L die charakteristische Länge.

Fiorenzano [27] entwickelte die Korrelation, indem er zunächst die physikalischen Effekte untersuchte, die einen Einfluss auf die Effizienz haben. Fiorenzano [27] wählte geeignete Größen aus und fasste diese dimensionslos in verschiedenen Korrelationen zusammen. Anhand der Korrelationen konnte Fiorenzano [27] die Art der Abhängigkeit der einzelnen Größen erkennen und konnte diese durch geeignete Parameter und funktionelle Umformungen bei der Zusammenfassung der einzelnen Gleichungen zur gesamten Gleichung berücksichtigen. In einem iterativen Prozess passte er die Parameter an die Messwerte an, indem er mit der entwickelten Korrelation die Effizienz berechnete und die Abweichung zur mit der Gleichung 2.21 berechneten Effizienz minimierte.

In einem ersten Schritt untersuchte Fiorenzano [27] das Massenstromverhältnis. Die Ergebnisse zeigten, dass mit zunehmendem Massenstromverhältnis von angesaugtem Strom zu Treibstrom $\Psi = \dot{m}_s/\dot{m}_t$ das Druckverhältnis p_6/p_2 abnimmt. Das bedeutet, dass die kinetische Energie des Treibstroms entweder zur Förderung eines hohen Massenstroms oder zum Aufbau eines hohen Druckhubes genutzt werden kann. Ein gleichzeitig hoher Druckhub und ein hoher geförderter Massenstrom stellten sich nicht ein. Fiorenzano [27] zeigte, dass dieser von Drescher [19] beschriebene und als

„Trade-Off“ bezeichnete Effekt auch bei dem am IfT untersuchten Ejektor nachgewiesen werden konnte. Zudem konnte Fiorenzani [27] zeigen, dass die höchsten Ejektoreffizienzen bei mittleren Massenstrom- und Druckverhältnissen auftreten. Das Betriebsverhalten zeigte eine starke Abhängigkeit zwischen dem Massenstromverhältnis und dem Verhältnis von Entspannungsdruck und Druckgewinn sowie dem Viskositätsverhältnis.

Fiorenzani [27] fasste die einzelnen Gleichungen zu der Gleichung 6.1 für die Ejektoreffizienz zusammen. Die Gleichung 6.1 wurde von Lucas [55] zu der Gleichung 6.2 weiterentwickelt und verbessert, und erreicht in der dargestellten Form in einem begrenzten Bereich eine höhere Genauigkeit. Für Messdaten, aus den Arbeiten von Fiorenzani [27] und Köhler [46], wurde mit beiden Korrelationen die Ejektoreffizienz bestimmt und die Ergebnisse miteinander verglichen. Die Ergebnisse der beiden Korrelationen sind im Diagramm 6.1 und im p,h-Diagramm 6.2 dargestellt.

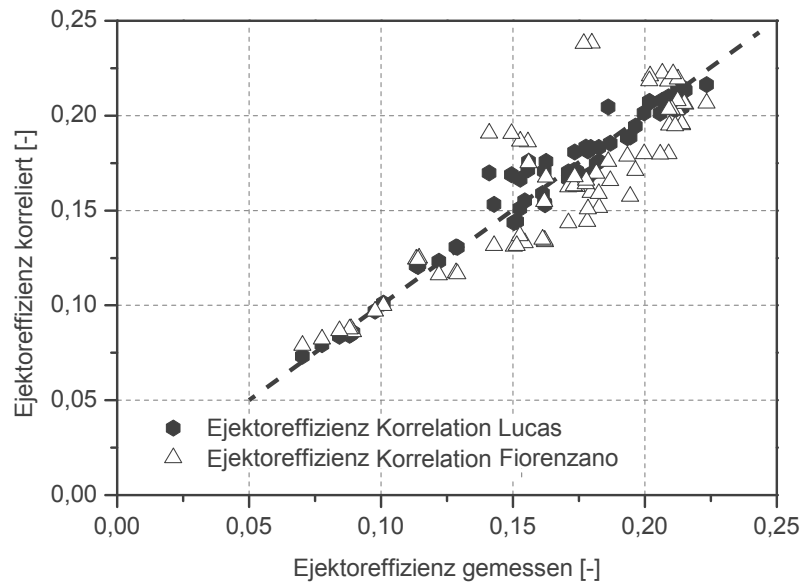


Diagramm 6.1: Vergleich der mit der Gleichung 6.1 und der Gleichung 6.2 berechneten Effizienzen

In Diagramm 6.1 sind die aus den Korrelationen berechneten Werte für die Ejektoreffizienz über den aus den Messergebnissen mit Gleichung 2.25 berechneten Werten aufgetragen. Die Ergebnisse zeigen, dass die Korrelation von Fiorenzani [27] eine höhere Streuung und die Korrelation von Lucas [55] eine höhere Genauigkeit aufweisen. Das Diagramm 6.2 zeigt, dass beide Korrelationen mit steigendem Druck am Austritt des Ejektors steigen und unrealistische Werte annehmen. Die Werte wurden unter der Annahme berechnet, dass die Eintrittsbedingungen des Kältemittels konstant sind und der Austrittsdruck variiert wird. Es zeigt sich, dass die Korrelation von Lucas [55] im Vergleich zur Korrelation von Fiorenzani [27] bei höheren Mitteldrücken signifikant höhere Effizienzen aufweist. Die Ergebnisse zeigen, dass mit den Gleichungen nur in einem bestimmten Gültigkeitsbereich realistische Werte berechnet werden können.

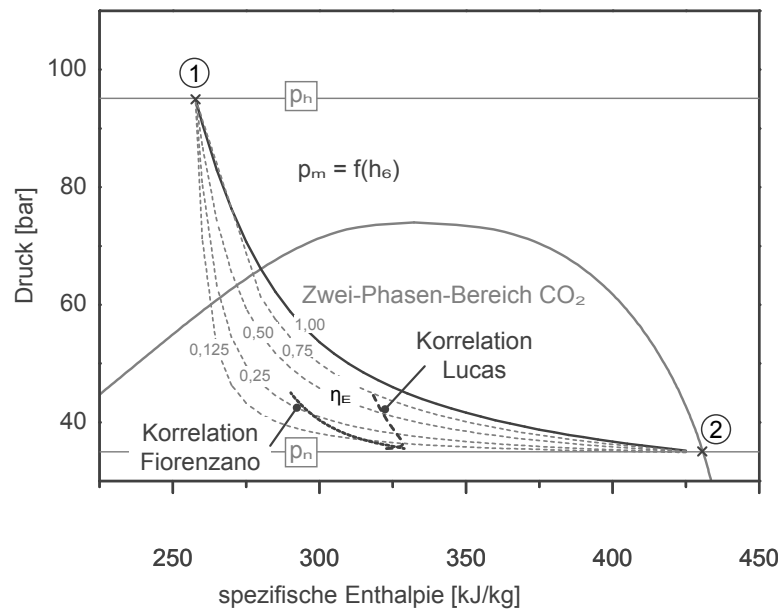


Diagramm 6.2: Vergleich der mit der Gleichung 6.1 und der Gleichung 6.2 berechneten Austrittsenthalpien bei gleichen Eintrittsbedingungen und Variation des Austrittsdrucks

6.3 Empirische Beschreibung des Treibmassenstroms in einem CO₂-Ejektor

Die Korrelation zur Beschreibung des Massenstroms in einem CO₂-Ejektor wurde in zwei Schritten entwickelt. In einem ersten Schritt wurden mit einer Gleichung die Strömungseffekte in einer Düse beschrieben und in einem zweiten Schritt eine Gleichung für die Strömungsvorgänge im gesamten Ejektor entwickelt. Die Vorgehensweise basiert auf der Annahme, dass der Treibmassenstrom stark von der Treibdüsengeometrie und den Ein- und Austrittsbedingungen der Treibdüse beeinflusst wird. Die Ergebnisse der Untersuchung bestätigen die Annahme und zeigen, dass die Effekte, die durch das Zuführen des angestauten Stromes und das Mischen im Mischrohr hervorgerufen werden, im Gegensatz dazu einen geringeren Einfluss haben.

Zunächst wurde versucht, für die Treibdüse eine einfache Massenstromkorrelation zu entwickeln, die die physikalischen Effekte beschreibt. In der einfachsten Form kann dafür die Gleichung von Bernoulli verwendet werden, die den Fluidmassenstrom beschreibt, der in Form eines Freistrahls durch eine Düse aus einem Kessel austritt. Für die Berechnung des Massenstroms mit Hilfe dieser Formel ist es notwendig, die Druckdifferenz zwischen Düsenein- und Düsenausstritt zu kennen.

Übertragen auf die Treibdüse des Ejektors entspricht der Druck am Eintritt der Bernoulli-Düse dem Druck am Hochdruckeintritt des Ejektors und der Druck am Austritt der von Bernoulli betrachteten Düse dem Druck am Austritt der Treibdüse im Bereich des Mischrohereintritts. Mit Hilfe von Messungen, die im Rahmen der Arbeit von

Fiorenzano [27] durchgeführt wurden, konnte gezeigt werden, dass der Druck am Austritt der Treibdüse p_3 ca. 1 bar bis 2 bar geringer ist als der Druck des angesaugten Stromes p_2 am Eintritt des Ejektors.

Bei der weiteren Untersuchung der Düsen wurden auf der Austrittsseite Druckwerte eingestellt, die im Bereich der Ergebnisse aus der Druckverlaufsmessung am Austritt der Ejektordüse lagen. Der Hoch- und der Niederdruck wurden so eingestellt, wie sie in einem Ejektor auftreten. Bei den Messungen wurde der Massenstrom in Abhängigkeit des Kältemittelintrittszustands und des Austrittsdrucks bestimmt. In dieser Arbeit wurden mehrere Düsengeometrien untersucht. Die einzelnen Düsengeometrien besitzen kurze Expansionsstrecken, wie sie Wein [86] vorschlägt.

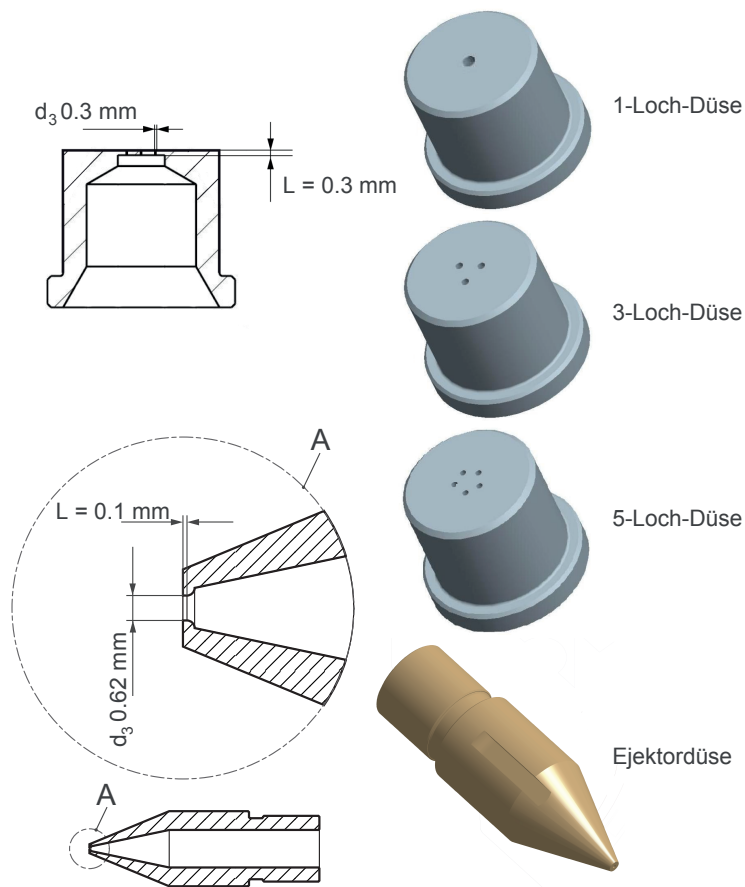


Abbildung 6.2: Im Rahmen der Untersuchung verwendete Düsen

In Abbildung 6.2 sind die untersuchten Düsen dargestellt. Tabelle 6.1 listet die geometrischen Parameter für die untersuchten Düsen auf. Die 1-Loch-Düse, die 3-Loch-Düse und die 5-Loch-Düse besitzen den gleichen Gesamtströmungsquerschnitt, der auf ein oder mehrere Strömungskanäle aufgeteilt ist. Die Länge der Strömungskanäle ist gleich. Die Düsen unterscheiden sich hinsichtlich des Verhältnisses von Strömungsquerschnitt zu Strömungskanallänge. Zusätzlich zu diesen Düsen wurde auch

Tabelle 6.1: Geometrischer Strömungsquerschnitt und Durchmesser für die untersuchten Düsen

Düse	Strömungsquerschnitt für ein Loch	Durchmesser für ein Loch	Verhältnis d/L
5-Loch-Düse	0,04 mm ²	0,22 mm	0,75
3-Loch-Düse	0,07 mm ²	0,29 mm	0,97
1-Loch-Düse	0,20 mm ²	0,50 mm	1,67
Ejektordüse	0,30 mm ²	0,62 mm	6,20

die Treibdüse des im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Ejektors untersucht. Diese ist gleichfalls in Abbildung 6.2 dargestellt.

Zunächst wurde versucht, den Massenstrom mit Hilfe einer modifizierten Bernoulli-Gleichung zu beschreiben:

$$\dot{m} = \alpha \cdot \varepsilon \cdot A_{\text{geo}} \sqrt{2 \cdot \rho_1 \cdot (p_1 - p_2)} \quad (6.5)$$

mit dem Korrekturfaktor ,

$$\alpha \cdot \varepsilon = \frac{A_{\text{eff}}}{A_{\text{geo}}} \quad (6.6)$$

Mit den Variablen A_{geo} dem geometrischen Strömungsquerschnitt, A_{eff} dem effektiven Strömungsquerschnitt, α dem Strömungskoeffizient, ε dem Expansionskoeffizient, \dot{m} dem Massenstrom, ρ_1 der Dichte am Eintritt der Düse, p_1 dem Hochdruck und p_2 dem Niederdruck.

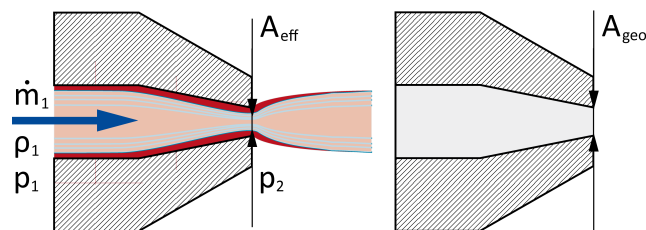


Abbildung 6.3: Effektiver Massenstrom und Strömungsquerschnitt (vgl. [83])

Die Gleichung wurde von Toubert [84] verwendet, um den Druckabfall in Düsen zu beschreiben. Er zeigte, dass der Massenstrom einer inkompressiblen und reibungsfreien Strömung höher ist als der in einer reibungsbehafteten Strömung. Er führte einen angenommenen effektiven Strömungsquerschnitt ein, der kleiner ist als der geometrische, und setzt diese beiden mit einem Koeffizienten $\alpha \cdot \varepsilon$ in Relation. Der Koeffizient $\alpha \cdot \varepsilon$ ist ein Parameter zur Beschreibung der Düsencharakteristik. Für eine spezielle Düse ist dieser Parameter messtechnisch zu bestimmen. Das Produkt aus $\alpha \cdot \varepsilon$ fasst den Einfluss verschiedener physikalischer Effekte zusammen.

Strömt ein Fluid durch eine Verengung, tritt ein Strömungswiderstand auf, der dem Massenstrom entgegen wirkt. Der Strömungsquerschnitt wird weiterhin durch Strömungseffekte reduziert, so dass sich der effektive Strömungsquerschnitt A_{eff} (vgl. Abbildung 6.3) verringert und kleiner ist als der geometrische Strömungsquerschnitt

6.3 Empirische Beschreibung des Treibmassenstroms in einem CO₂-Ejektor

A_{geo} . Der Koeffizient α repräsentiert die durch Kontraktion verursachten Effekte und der Koeffizient ε repräsentiert die durch die Kompressibilität des Kältemittels hervorgerufenen Effekte. Das Verhältnis A_{eff} zu A_{geo} ist abhängig vom Kältemittelzustand am Eintritt und vom Niederdruck.

Der Koeffizient $\alpha \cdot \varepsilon$ wurde für die untersuchten Düsen aus dem experimentell bestimmten Massenstrom, dem Hochdruck, dem Niederdruck und der Temperatur des CO₂ am Düseneintritt berechnet. Die Dichte wurde mit Hilfe der Stoffdatenbank REFPROP [64] ermittelt.

Während der Messung wurde der Niederdruck geregelt und auf 40 bar eingestellt. Der Hochdruck wurde in dem Bereich von 60 bar bis 120 bar in 10 bar-Schritten variiert. Auf jedem Hochdruckniveau wurden die drei Temperaturen 20 °C, 30 °C und 40 °C untersucht. Die Zustandsänderungen des CO₂ für die 40 °C-Testreihen sind in dem p,h-Diagramm 6.3 dargestellt.

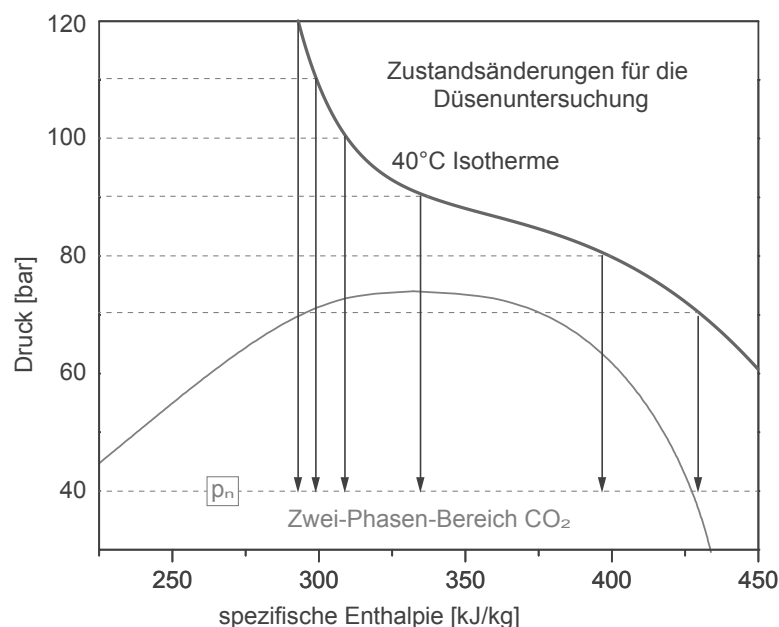


Diagramm 6.3: Zustandsänderungen des CO₂ für die Testreihen mit einer Eintrittstemperatur von 40 °C (vgl. [83])

Die Ergebnisse der Messungen sind im Diagramm 6.4 dargestellt. Die berechneten Koeffizienten $\alpha \cdot \varepsilon$ sind über dem variierten Hochdruck aufgetragen. Die Ergebnisse zeigen, dass das Produkt $\alpha \cdot \varepsilon$ mit steigender Temperatur abnimmt. Weiterhin strömt der geringste Massenstrom für alle Messreihen durch die 5-Loch-Düse. Bei einer Eintrittstemperatur von 20 °C sind die Koeffizienten $\alpha \cdot \varepsilon$ für die 1-Loch-Düse und die 3-Loch-Düse näherungsweise Eins und die Änderung mit steigendem Druck ist vernachlässigbar. Die Koeffizienten $\alpha \cdot \varepsilon$ für die 5-Loch-Düse zeigen eine leichte Druckabhängigkeit und fallen mit steigendem Druck. Weiterhin ist der Koeffizient für die 5-Loch-Düse bei 20 °C etwa 10 % kleiner im Vergleich zu denen der 1-Loch-Düse und der 3-Loch-Düse.

Bei 30 °C und 40 °C sind die Abweichungen der Koeffizienten der verschiedenen Düsenarten kleiner im Vergleich zu 20 °C. Die Koeffizienten bei 30 °C steigen mit steigendem Druck von 0,6 bei 70 bar bis 0,9 bei 120 bar, während die Koeffizienten bei 40 °C

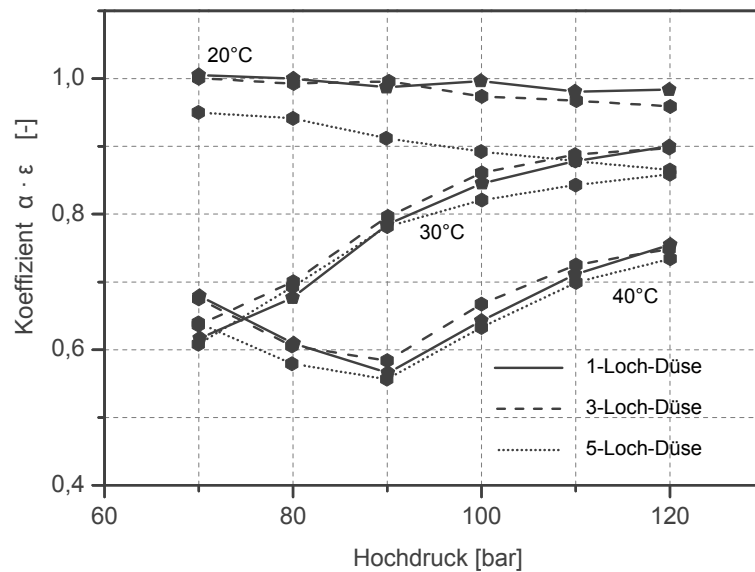


Diagramm 6.4: Idealisierte Zustandsänderungen des CO_2 in einem Ejektor im p,h -Diagramm (Aufbau Ejektor siehe Abbildung 1.1)

zwischen 70 bar und 90 bar sinken. Ab Drücken größer 90 bar steigen hingegen alle Koeffizienten mit steigendem Druck.

Die Ergebnisse zeigen, dass ein verändertes Verhältnis vom Durchmesser zur Düsenlänge den Massenstrom beeinflusst und bei einem kleineren Verhältnis kleinere Strömungskoeffizienten auftreten. Die Aufteilung eines Strömungsquerschnitts auf mehrere kleine Strömungskanäle resultiert in einem reduzierten Massenstrom. Die Berechnung des Massenstroms bei einer Eintrittstemperatur von 20°C ist hinreichend genau möglich. Bei höheren Eintrittstemperaturen wird der Massenstrom jedoch stärker von Strömungseffekten beeinflusst. Es ist davon auszugehen, dass Siedeverzug auftritt.

Der in der Bernoulli-Gleichung enthaltene Korrelationsfaktor $\alpha \cdot \epsilon$ repräsentiert alle Strömungseffekte und kann diese im einzelnen nicht physikalisch beschreiben. Für niedrige Düseneintrittstemperaturen ist der Korrelationskoeffizient näherungsweise Eins. Das bedeutet, dass die Effekte durch Einschnürung und Kontraktion nicht stark ausgeprägt sind. Für höhere Temperaturen gilt das nicht mehr. Die Beschreibung der Effekte mit Hilfe eines physikalischen Ansatzes und der Anpassung durch einen empirischen Parameter erscheint nicht sinnvoll.

Martin [56] hat in seiner Arbeit eine weitere Korrelation für CO_2 vorgestellt, die auf der Bernoulli-Gleichung basiert. Er erkannte, dass eine Expansion in den Zwei-Phasen-Bereich dazu führt, dass eine blockierte Strömung auftritt. Dies konnte Kim [45] bereits für andere Kältemittel zeigen.

Dieses Phänomen tritt bei konstantem Hochdruck ab einer bestimmten Druckdifferenz zwischen Eintritts- und Austrittsdruck auf. Bei geringerer Druckdifferenz steigt

der Massenstrom mit zunehmender Druckdifferenz. Wird der Niederdruck weiter verringert und die Druckdifferenz erreicht die sogenannte kritische Druckdifferenz, steigt der Massenstrom mit abnehmendem Niederdruck nicht weiter und bleibt konstant.

In dieser Arbeit wurde ein Ansatz gewählt, wie ihn Fiorenzano [27] verwendet hat. Damit werden die prinzipiellen physikalischen Effekte mit Hilfe von dimensionslosen Kennzahlen beschrieben. Zunächst wurde versucht, die Einflussfaktoren zu bestimmen, die den Massenstrom beeinflussen. Die Analyse orientiert sich an den in der Arbeit von Fiorenzano [27] für die Entwicklung einer Korrelation für die Ejektoreffizienz vorgestellten und gewonnenen Erkenntnissen. Zunächst wurden die einzelnen Einflussfaktoren untersucht und in einem weiteren Schritt zu einer Gleichung zusammengefasst.

Die Beschreibung der Effekte in der Arbeit von Fiorenzano [27] zeigen, dass in der Treibdüse die Kompressibilität des Kältemittels, der Hochdruck, die Viskosität und mechanische Kräfte aufgrund von Reibung einen Einfluss auf die Strömung haben. Dimensionslose Kenngrößen, die dazu verwendet werden, diese Effekte in Strömungen zu beschreiben, sind die Ohnesorgezahl, die die mechanischen Effekte beschreibt und der Lockhart–Martinelli-Parameter, der das Verhältnis des Massenanteils zwischen flüssiger und gasförmiger Phase beschreibt.

Die Ohnesorgezahl Oh ist wie folgt definiert und kann mit Hilfe der Reynoldszahl Re und Weberzahl We ausgedrückt werden:

$$Oh = \frac{\text{Viskositätskräfte}}{\sqrt{\text{Trägheitskräfte} \cdot \text{Oberflächenspannung}}} \quad \text{Ohnesorgezahl} \quad (6.7)$$

$$= \frac{\eta}{\sqrt{\rho \cdot \sigma \cdot L}} = \frac{\sqrt{We}}{Re}$$

$$We = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Oberflächenspannung}} \quad \text{Weberzahl} \quad (6.8)$$

$$= \frac{\rho \cdot c^2 \cdot L}{\sigma}$$

$$Re = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Viskositätskräfte}} \quad \text{Reynoldszahl} \quad (6.9)$$

$$= \frac{\rho \cdot c \cdot L}{\eta}$$

Sie beschreibt den Zähigkeitseinfluss bei der Deformation von Fluiden in Form von Tropfen, Blasen oder Freistrahlen. Die gleichen Kräfte wirken auch in der Strömung eines Fluids durch eine Düse. In den Gleichungen repräsentieren ρ die Dichte, p den Druck, η die dynamische Viskosität, σ die Oberflächenspannung, L die charakteristische Länge.

Der Lockhart–Martinelli-Parameter χ ist wie folgt definiert:

$$\chi = \frac{1}{x-1} \cdot \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_f}} \quad \text{Lockhart – Martinelli – Parameter} \quad (6.10)$$

In der Gleichung für den Lockhart-Martinelli-Parameter repräsentieren ρ_f die Dichte der flüssigen Phase, ρ_g die Dichte der gasförmigen Phase und x den Dampfgehalt.

Mit Hilfe des Lockhart-Martinelli-Parameters kann die Dichteänderung von Zwei-Phasen-Strömungen in Abhängigkeit einer Druckänderung beschrieben werden. Aufgrund der sich stark unterscheidenden Kompressibilität der beiden Phasen wird die Dichteänderung vom Flüssigkeitsanteil bzw. Gasanteil beeinflusst.

Zudem wurden zwei weitere dimensionslose Parameter eingeführt, die die Drosselverluste und die Abhängigkeit des Massenstroms vom Hochdruck beschreiben.

Wie in Kapitel 2.1 hergeleitet, entspricht die kinetische Energie des Treibstrahls, die unmittelbar von der Geschwindigkeit und dem Massenstrom abhängt, für eine isentrope Expansion Δh den Drosselverlusten bei einer isenthalpen Expansion. Es besteht ein Zusammenhang zwischen den Drosselverlusten und der inneren Energie der Strömung, die durch Reibungseffekte dissipiert werden kann. Die maximalen Drosselverluste werden hier ins Verhältnis zu der Verdampfungsenthalpie bei dem Austrittsdruck gesetzt. Das Verhältnis Θ ist wie folgt definiert:

$$\Theta = \frac{\text{Drosselverluste}}{\text{spezifische Verdampfungsenthalpie}} = \frac{\Delta h}{\Delta h_v} \quad (6.11)$$

In der Gleichung repräsentieren Δh die Drosselverluste und Δh_v die Verdampfungsenthalpie.

Zudem wurde das Druckverhältnis Π eingeführt:

$$\Pi = \frac{p_h}{p_{\text{krit}}} \quad (6.12)$$

Mit den Variablen p_h dem Hochdruck und p_{krit} dem kritischen Druck. Mit Hilfe dieser dimensionslosen Kenngrößen wurde folgende Gleichung zur Beschreibung des Massenstroms durch Düsen entwickelt:

$$\dot{m} = \Upsilon \cdot \left(\frac{\chi}{\Theta} \right)^{0,3} \cdot Oh^{-0,65} \cdot \sqrt{\Pi^{0,3}} \quad (6.13)$$

Mit den Variablen Υ dem nominellen Massenstrom, χ dem Lockhart-Martinelli-Parameter, Θ dem Verhältnis der Drosselverluste zur Verdampfungsenthalpie, Oh der Ohnesorgezahl und Π dem Verhältnis des Hochdrucks zum kritischen Druck.

Der Parameter Υ repräsentiert darin die Wirkung der verschiedenen Düsengeometrien wie zum Beispiel die Düsenform und den Strömungsquerschnitt. Für verschiedene Geometrien ergeben sich in einem bestimmten Betriebspunkt verschiedene nominelle Massenströme. Die Parameter der Korrelation wurden für die Treibdüse des Ejektors optimiert und dann auf die anderen Düsen übertragen. Die mit Gleichung 6.13 berechneten Werte wurden mit den experimentell ermittelten Massenströmen der einzelnen Düsen verglichen. Bei der Berechnung wurde lediglich der Wert für Υ angepasst.

6.3 Empirische Beschreibung des Treibmassenstroms in einem CO₂-Ejektor

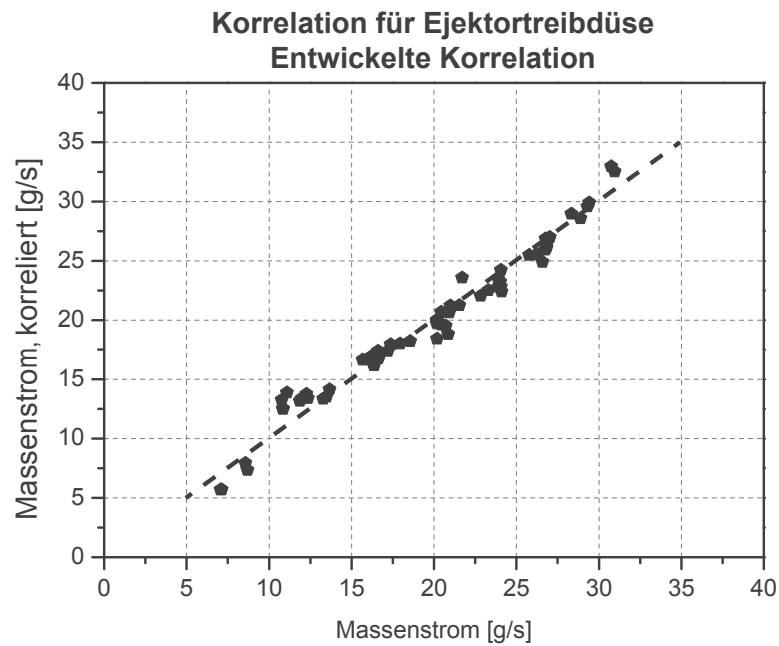


Diagramm 6.5: Nach der Gleichung 6.13 berechneter Massenstrom, aufgetragen über dem gemessenen Massenstrom für die Ejektortreibdüse

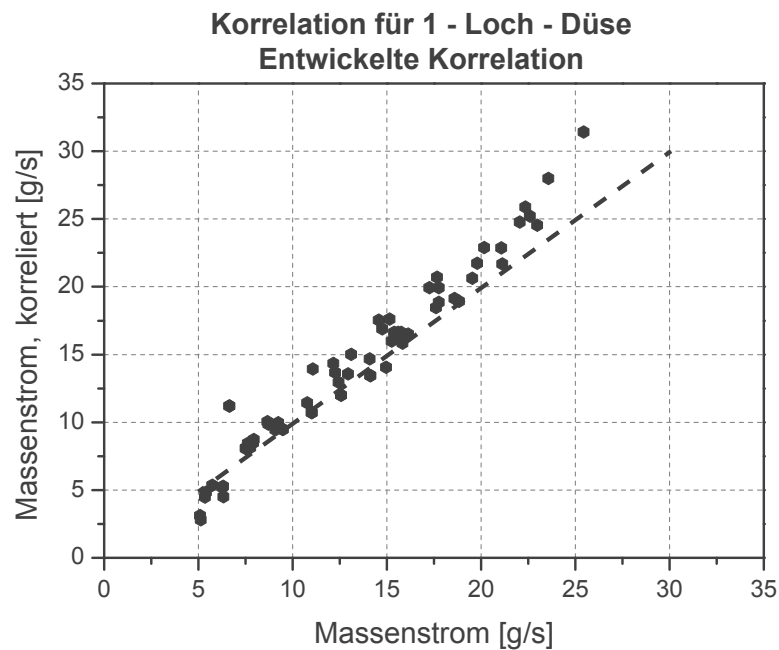


Diagramm 6.6: Nach der Gleichung 6.13 berechneter Massenstrom, aufgetragen über dem gemessenen Massenstrom für die Ejektortreibdüse

Die Ergebnisse sind in Diagramm 6.5, Diagramm 6.6, Diagramm 6.7 und Diagramm 6.8 dargestellt.

Für die Ejektortreibdüse kann der Massenstrom mit hinreichender Genauigkeit berechnet werden (vgl. Diagramm 6.5). Der auf den Messwert bezogene Fehler liegt bei

6 Experimentelle Untersuchung des Massenstroms

unter 5 %. Für Υ wurde ein Wert von 0,0388 kg/s bestimmt.

Der Massenstrom für die 1-Loch-Düse (vgl. Diagramm 6.6) kann mit der gleichen Korrelation und einem Wert für Υ von 0,0504 kg/s wie bei der Ejektortreibdüse mit einer hinreichenden Genauigkeit berechnet werden. Für die 3-Loch-Düse (vgl. Diagramm 6.7) kann mit der entwickelten Korrelation der Massenstrom noch mit einer guten Genauigkeit berechnet werden. Bei der Übertragung auf eine 5-Loch-Düse (vgl. Diagramm 6.8) weisen die Ergebnisse höhere Abweichungen auf. Für eine Auslegung der Ejektortreibdüse und zur Simulation können diese Korrelationen jedoch verwendet werden.

6.3 Empirische Beschreibung des Treibmassenstroms in einem CO₂-Ejektor

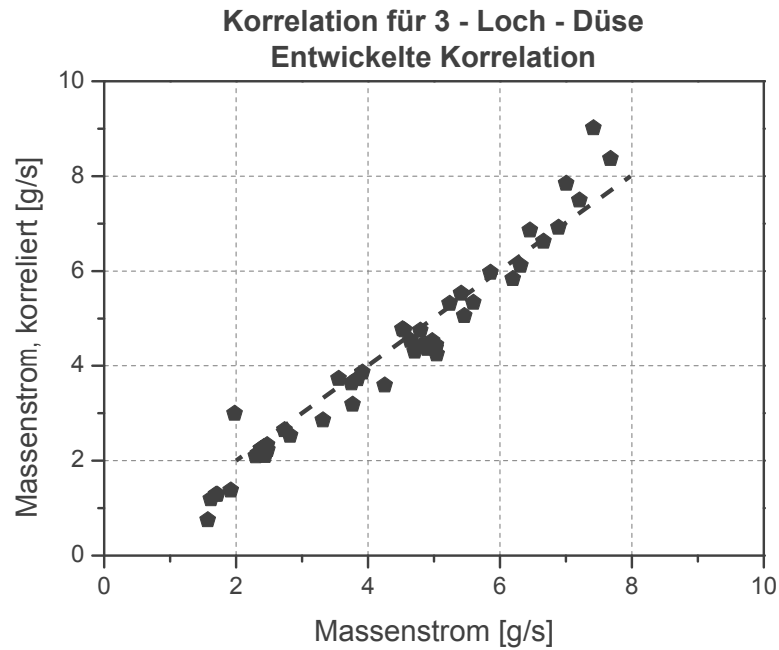


Diagramm 6.7: Nach der Gleichung 6.13 berechneter Massenstrom, aufgetragen über dem gemessenen Massenstrom für die 3-Loch-Düse

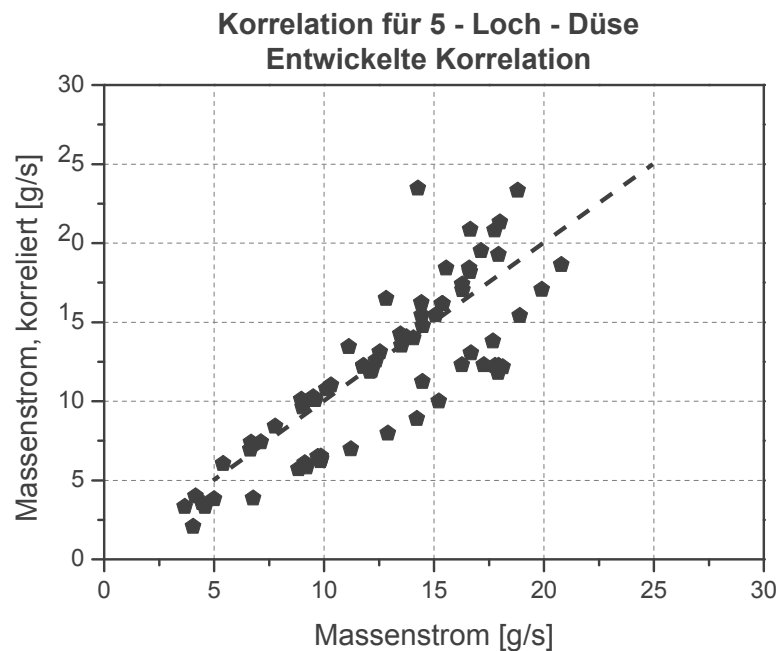


Diagramm 6.8: Nach der Gleichung 6.13 berechneter Massenstrom, aufgetragen über dem gemessenen Massenstrom für die 5-Loch-Düse

Bei dem Versuch, den Treibmassenstrom in einem Ejektor mit der entwickelten Gleichung 6.13 für die Treibdüse zu beschreiben, zeigte sich, dass das Ansaugen des zweiten Stroms, die Mischung und die Komprimierung des Mischstroms einen geringen Einfluss auf den Massenstrom hat. Um den Treibmassenstrom zu beschreiben wurde lediglich ein weiterer dimensionsloser Parameter Φ eingeführt.

$$\Phi = \frac{\rho_h}{\rho_{\text{krit}}} \quad (6.14)$$

Darin repräsentieren ρ_h die Dichte des Kältemittels am Hochdruckeintritt und ρ_{krit} die kritische Dichte.

Gleichung 6.13 wurde wie folgt modifiziert:

$$\dot{m} = \Upsilon \cdot \left(\frac{\chi}{\Theta} \right)^{0,3} \cdot Oh^{-0,65} \cdot (\Pi^{0,3})^{5,9} \cdot \Phi^{0,19} \quad (6.15)$$

Mit den Größen, Υ dem nominellen Massenstrom, χ dem Lockhart–Martinelli-Parameter, Θ dem Verhältnis Drosselverluste zu Verdampfungsenthalpie, Oh der Ohnesorgezahl, Π dem Verhältnis von Hochdruck zu kritischem Druck, Φ dem Verhältnis von Eintrittsdichte zu kritischer Dichte.

Die Parameter wurden für Messdaten optimiert, die von Lucas [55] durchgeführt wurden, und konnten auf die Messdaten von Fiorenzani [27] übertragen werden. Beide Messungen wurden mit dem gleichen Ejektor durchgeführt, bei dem der Abstand der Treibdüse zum Mischrohr verändert wurde. Durch eine Anpassung des nominellen Massenstroms in Gleichung 6.15 konnten die Messdaten aus beiden Messungen mit hinreichender Genauigkeit beschrieben werden. Im Fall der Messdaten von Lucas [55] wurde für Υ ein Wert 48,3 g/s verwendet und im Fall der Messdaten von Fiorenzani [27] ein Wert von 57,5 g/s.

6.3 Empirische Beschreibung des Treibmassenstroms in einem CO₂-Ejektor

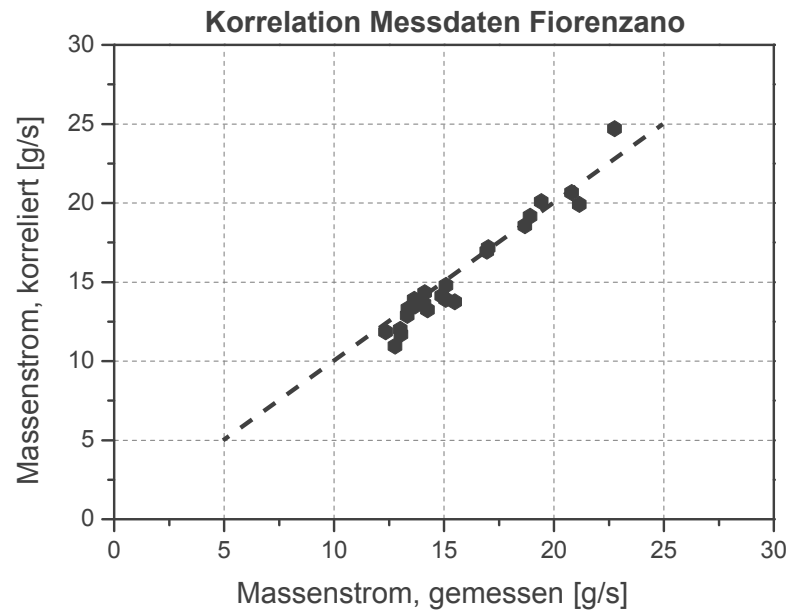


Diagramm 6.9: Nach der Gleichung 6.15 berechneter Massenstrom für den untersuchten Ejektor, aufgetragen über dem von Fiorenzano [27] und Köhler [46] gemessenen Massenstrom

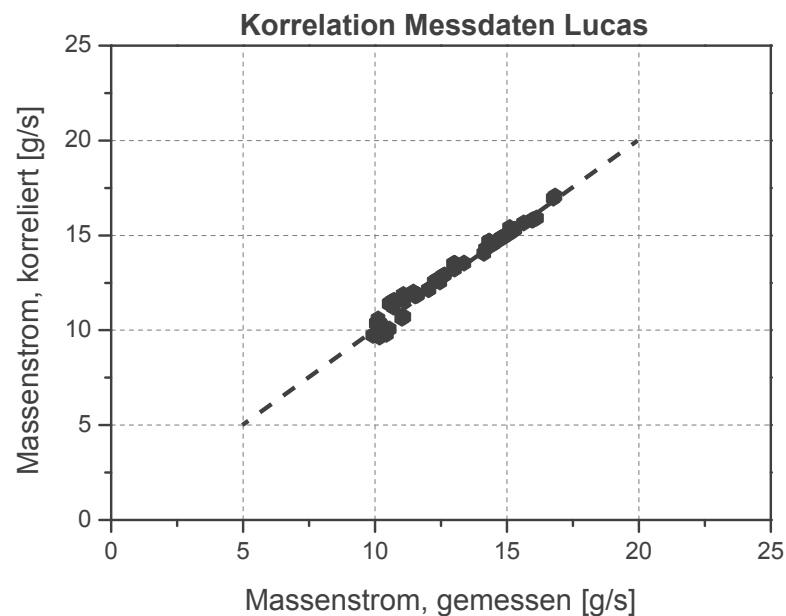


Diagramm 6.10: Nach der Gleichung 6.15 berechneter Massenstrom für den untersuchten Ejektor, aufgetragen über dem von Lucas [55] gemessenen Massenstrom

7 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein R744-Kältekreislauf mit Ejektor untersucht. Sie beinhaltet eine detaillierte theoretische Analyse des Kältekreislaufes hinsichtlich des Effizienzsteigerungspotentials sowie eine experimentelle Untersuchungen des Massenstroms in einem Ejektor. Es werden Drosselverluste von R744 zu denen anderer Kältemittel ins Verhältnis gesetzt und dazu zunächst in eine vergleichbare Form gebracht. Zudem wird untersucht, ob und in welchem Maß ein zusätzlicher Verdampfer auf dem Mitteldruckniveau des Ejektorkältekreislaufes die Effizienz steigern kann. Im experimentellen Teil der Arbeit wird eine optimierte Ejektorgeometrie vorgestellt, die anhand mehrerer in der Literatur zu findender Ergebnisse anderer Arbeiten ermittelt werden konnte. Die optimierte Geometrie dient als Vorlage für den in dieser Arbeit untersuchten Ejektor. Der Ejektor bildet die Grundlage für die Entwicklung einer Massenstromkorrelation. Mit dieser Korrelation ist es möglich, in einem begrenzten Gültigkeitsbereich den Treibmassenstrom zu berechnen. Sie wird im letzten Teil der Arbeit vorgestellt.

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der theoretischen und experimentellen Untersuchungen zusammengefasst. Abschließend wird ein Ausblick auf mögliche weiterführende Arbeiten gegeben.

7.1 Zusammenfassung der wesentlichen Ergebnisse

Ergebnisse der Untersuchung der Drosselverluste

Die Untersuchung zu den Drosselverlusten zeigt, dass es für eine Gegenüberstellung der Drosselverluste verschiedener Kältemittel sinnvoll ist, diese je nach Anwendungsfall bezogen zur Kälte- beziehungsweise Heizleistung des Kältekreislaufes darzustellen. In dieser Arbeit wurden die Drosselverluste der Kältemittel R717, R290, R600a, R1234yf, R134a, R410A, R407C, R404A und R12 mit denen von R744 verglichen. Als Grundlage dafür wurde ein Wärmepumpenkreislauf gewählt, der einerseits zur Bereitstellung von Brauchwasser und andererseits zur Klimatisierung von Wohnraum genutzt wird. Für diese Anwendungsfälle treten bei R744 im gesamten untersuchten Bereich der Randbedingungen signifikant höhere Drosselverluste auf. Daraus folgt, dass für die untersuchten Kältemittel der Einsatz eines Ejektors in einem R744 Kältekreislauf das höchste Effizienzsteigerungspotential verspricht.

Ergebnisse der Untersuchung eines Mitteldruckverdampfers

Die Entropieanalyse eines Wärmepumpenkreislaufes lässt erkennen, dass sich die Entropieproduktion in einem Kältekreislauf mit Ejektor durch einen zweiten Verdampfer auf dem Mitteldruckniveau vermindert. Der Vergleich der energetischen Effizienz für verschiedene Verschaltungen mit zwei Verdampfern im Anwendungsfall einer Omnibusklimaanlage ergibt, dass sich die Effizienz mit Hilfe eines zweiten Verdampfers steigern

lässt. In Kombination des zweiten Verdampfers mit einem Ejektor kann die Effizienz im Teillastbereich einer Omnibusklimaanlage theoretisch um bis zu 4,8 % gesteigert werden. Dabei erweist sich diejenige Verschaltung am vorteilhaftesten, bei der der zu kühlende Luftstrom nacheinander durch beide Wärmeübertrager strömt. Aufgrund der stufenweisen Abkühlung der Luft reduzieren sich die mittleren treibenden Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern und dadurch die durch Entropieproduktion verursachten Verluste.

Ergebnisse der Untersuchung einer optimalen Ejektorgeometrie

Ein Vergleich der Ergebnisse der verschiedenen Arbeiten zur Ejektorgeometrie zeigt, dass die Autoren für einzelne Geometrieverhältnisse ähnliche Werte ermittelt haben, bei denen der Ejektor die höchste Effizienz aufweist. Die optimalen Werte für die wesentlichen Geometrieverhältnisse wurden in dieser Arbeit zusammengefasst. Dies ermöglichte die Auslegung und die Konstruktion des in dieser Arbeit untersuchten Ejektors mit optimierter Geometrie für R744-Kältekreisläufe. Fiorenzano [27] hat in seiner Arbeit den gleichen Ejektor verwendet und gezeigt, dass mit den verwendeten Geometrieparametern eine hohe Effizienz erreicht werden kann. Dazu hat Fiorenzano [27] die Effizienz des Ejektors mit denen anderer Ejektoren aus anderen Arbeiten verglichen.

Ergebnisse der Entwicklung einer Korrelation für den Treibmassenstrom

In Anlehnung an die Arbeit von Fiorenzano [27], in deren Fokus die Entwicklung einer Korrelation für die Ejektoreffizienz stand, wird in dieser Arbeit eine Korrelation für den Treibmassenstrom in einem R744-Ejektor vorgestellt. Wie auch die Korrelation von Fiorenzano [27] basiert die vorgestellte Korrelation auf dimensionslosen Kennzahlen. Sie enthält nur wenige Koeffizienten und lässt sich mit geringem Messaufwand parametrisieren. Für Simulationen steht damit eine Gleichung zur Verfügung, mit der der Treibmassenstrom mit guter Genauigkeit berechnet werden kann. Zusammen mit der Gleichung von Fiorenzano [27] kann damit das Verhalten des Ejektors in einem R744 Kältekreislauf simuliert werden.

7.2 Ausblick

Die in dieser Arbeit vorgestellte Entropieanalyse kann erweitert werden, um diese für Exergieanalysen zu nutzen. Dadurch ist eine anschaulichere Darstellungsweise der Vorgänge in Kältekreisläufen möglich. In Verbindung mit der Simulationsplattform Modelica/Dymola können damit mit geringem Aufwand ganzheitliche Analysen für größere Systeme durchgeführt werden, wie sie Jensen [43] mit einfacheren jedoch zeitaufwendigen Methoden für einen herkömmlichen Kreislauf durchgeführt hat. Die Übertragung der gewonnenen Erkenntnisse auf komplexere Systeme kann dazu beitragen, die thermodynamischen Phänomene in technischen Anlagen mit geringem Zeitaufwand zu analysieren und ein besseres Verständnis für die Vorgänge zu schaffen.

Die Ergebnisse der Untersuchung zur Omnibusklimaanlage mit Ejektor zeigen, dass ein zweiter Verdampfer den energetischen Wirkungsgrad der Anlage steigern kann. In einer weiterführenden Arbeit sollten die theoretisch berechneten Effizienzsteigerungen durch experimentelle Untersuchungen bestätigt werden. Eine weitere Herausforderung stellt die Regelung des Kreislaufes mit zwei Verdampfern dar. Diese sollte für

den Fall, dass sich die Effizienzsteigerungen experimentell nachweisen lassen untersucht und nachfolgend entwickelt werden.

Die vorgestellte Korrelation für den Treibmassenstrom in einem R744-Ejektor ermöglicht die detailliertere Simulation von R744-Kältekreisläufen. Damit können derartige Kreisläufe weiter optimiert und verbessert werden. Vor allem in Hinblick auf weitere Anwendungen für den R744-Kältekreislauf helfen die Simulationen außerhalb der herkömmlichen Anwendungsbereiche mögliche Alternativen zu bestehenden Systemen zu untersuchen.

Ein weiterer Ansatz, die entwickelte Korrelation zu optimieren, könnte darin bestehen, die Wirkung einzelner physikalischer Effekte, wie zum Beispiel den Öffnungswinkel des Freistrahls und den maximalen Druckhub in der Korrelation zu berücksichtigen. Eine Arbeit, die diesen Ansatz verfolgt, präsentierte Hellmeister [35].

8 Literaturverzeichnis

- 1 AKAGI, Satoshi ; WANG, Jian-Feng ; HIHARA, Eiji: *Characteristics of two-phase ejector in carbon dioxide refrigeration cycle*. In: Proceedings of Ecol International Heat Pump Conference, 2005
- 2 BÄCKSTRÖM, Matts: *Kältetechnik*. 2. überarb. Aufl. Karlsruhe : Braun, 1957. – von Matts Bäckström. Bearb. u. ins Dt. übertr. von Eduard Emblik
- 3 BANASIAK, Krzysztof ; HAFNER, Armin: *Experimentelle Untersuchung verschiedener R744-Ejektorgeometrien*. In: DKV-Tagung Magdeburg Bd. AA II.2. Dt. Kälte- u. Klimatechn. Verein e.V., 2010
- 4 BARTOSIEWICZ, Y. ; AIDOUN, Z. ; MERCADIER, Y.: *Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD*. In: Applied Thermal Engineering 26 (2006), Nr. 5–6, S. 604–612
- 5 BERGANDER, Mark ; BUTRYMOWICZ, Dariusz ; KARWACKI, J. ; WOJCIECHOWSKI, J.: *Application of two-phase ejector as second stage compressor in refrigeration cycles*. In: 7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. Krakow : AGH University of Science and Technology Press, 2009
- 6 BODINUS, W. S.: *The Rise and Fall of Carbon Dioxide Systems*. In: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (1999), Nr. Vol. 41, No. 4 1999, S. 37–43
- 7 BONNINGTON, S. T.: *Jet Pumps and Ejectors - A State of the Art Review and Bibliography: Second revised*. In: BHRA Fluid Engineering Series Bd. 1. BHRA Fluid Engineering, 1972
- 8 BROWN, J. S. ; YANA-MOTTA, Samuel F. ; DOMANSKI, Piotr A.: *Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a*. In: International Journal of Refrigeration Bd. 25. Elsevier, 2002, S. 19–32
- 9 BUNDESREGIERUNG DER BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND: *Verordnung zum Verbot von bestimmten die Ozonschicht abbauenden Halogenkohlenwasserstoffen*. 1991
- 10 BUTRYMOWICZ, Dariusz: *Improvement of compressor refrigeration cycle by means of two-phase ejector*. In: Proceedings of 21st IIR International Congress of Refrigeration, 2003. – Paper ICR0310
- 11 CHAIWONGSA, P. ; WONGWISES, S.: *Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device*. In: International journal of energy research Bd. 30. Wiley, Chichester, ROYAUME-UNI, 2007, S. 601–608

- 12 CHUNNANOND, A. ; APHORNATANA, S.: *Ejectors: application in refrigeration technology*. In: Renewable & sustainable energy reviews Bd. 8. Elsevier, 2004, S. 129–155
- 13 CIZUNGU, Kabiona I.: *Modellierung und Optimierung von Ein- und Zweiphasen-Strahlverdichtern im stationären Betrieb*. 2003. – Dissertation (Institut für Kernenergetik und Energiesysteme der Universität Stuttgart)
- 14 CUNNINGHAM, R. G. ; DOPKIN, R. J.: *Jet Breakup and Mixing Throat Lengths for the Liquid Jet Gas Pump*. In: Journal of Fluids Engineering 96 (1974), Nr. 3, S. 216–226
- 15 DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Verordnung (EG) Nr. 2037/2000 über Stoffe, die zum Abbau der Ozonschicht führen*. 2000
- 16 DISAWAS, S. ; WONGWISES, S.: *Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device*. In: International Journal of Refrigeration Bd. 27. Elsevier, 2004, S. 587–594
- 17 DISAWAS, S. ; WONGWISES, S.: *Performance of the two-phase ejector expansion refrigeration cycle*. In: International Journal of Heat Transfer Bd. 48. Elsevier, 2005, S. 4282–4286
- 18 DOMANSKI, Piotr A.: *Minimizing throttling losses in the refrigeration cycle*. In: Proceedings of 19th International Congress of Refrigeration, 1995, S. 766–773
- 19 DRESCHER, M. ; HAFNER, A. ; BANASIAK, K.: *Experimental parameter investigation of R744 ejector*. In: Proceedings of 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, 2008
- 20 DRESCHER, M. ; HAFNER, A. ; JAKOBSEN, A. ; NEKSA, P. ; ZHA, S.: *Experimental Investigation of ejector for R-744 transcritical Systems*. In: Proceedings of International Congress of Refrigeration., 2007
- 21 ELBEL, S. ; HRNJAK, P. E.: *Effect of internal heat exchanger on performance of transcritical CO₂ systems with ejector*. In: Proceedings of 10th International Refrigeration and Air-Conditioning Conference at Purdue Bd. Paper R166, 2004
- 22 ELBEL, Stefan: *Experimental and analytical Investigation of a Two-Phase Ejector used for Expansion Work Recovery in a transcritical R744 Air-Conditioning System*. 2007. – Dissertation (Department of Mechanical Science and Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign)
- 23 ELBEL, Stefan: *Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications*. In: International journal of refrigeration In Press, Corrected Proof (2010)
- 24 ELBEL, Stefan ; HRNJAK, Pega: *Experimental investigation of transcritical CO₂ ejector system performance*. In: Proceedings of 22nd International Congress of Refrigeration. Beijing : IIF-IIR Congr., France, 2007. – Paper ICR07-E1-72
- 25 ELBEL, Stefan ; HRNJAK, Pega: *Experimental Validation of a CO₂ Prototype Ejector with Integrated High-Side Pressure Control*. In: Proceedings of VDA Winter Meeting, 2007

- 26 **ELBEL**, Stefan ; **HRNJAK**, Pega: *Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation*. In: International journal of refrigeration 31 (2008), Nr. 3, S. 411–422
- 27 **FIORENZANO**, Ricardo de A.: *Untersuchung von Ejektor-Kälteanlagen beim Einsatz in tropischen Gebieten*. Braunschweig, 2011. – Dissertation (Institut für Thermodynamik, Technische Universität Braunschweig)
- 28 **FIORENZANO**, Ricardo de A. ; **TISCHENDORF**, Christian ; **LEMKE**, Nicholas C. ; **KÖHLER**, Jürgen: *Untersuchungen von CO₂-Ejektoren beim Einsatz in der gewerblichen Kältetechnik in tropischen Gebieten, Teil 2/2*. In: KI Kälte Luft Klimatechnik Bd. Juni 2010. Heidelberg : Hüthig GmbH & Co. KG, 2010, S. 22–27
- 29 **FÖRSTERLING**, Sven: *Vergleichende Untersuchung von CO₂-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen*. Göttingen und Braunschweig, 2004. – Dissertation (Institut für Thermodynamik, Technische Universität Braunschweig)
- 30 **GAY**, N. H.: *Refrigeration System*. Patentnummer: US 1,836,318. 1931
- 31 **GERNEMANN**, Andreas: *Konzeption, Aufbau und energetische Bewertung einer zweistufigen CO₂-Kälteanlage zur Kältebereitstellung in gewerblichen Normal- und Tiefkühlanlagen (Supermarkt)*. 2003. – Dissertation (Universität Duisburg-Essen)
- 32 **HAFNER**, Armin ; **BANASIAK**, Krzysztof: *Experimentelle Untersuchungen von R744-Ejektordüsen*. In: DKV-Tagung Magdeburg Bd. AA II.2. Dt. Kälte- u. Klimatechn. Verein e.V., 2010
- 33 **HAFNER**, Armin ; **LADAM**, Yves ; **ANDRESEN**, Trond ; **NEKSÅ**, Petter: *Experimental investigation of different ejector geometries for R-744 transcritical systems*. In: 9th IIR Gustav Lorentzen Conference 2010
- 34 **HARRELL**, G. S.: *Testing and modeling of two-phase ejector*. Blacksburg in Virginia USA, February 1997. – Dissertation (Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg in Virginia USA)
- 35 **HELLMEISTER**, Daniel: *Untersuchung der Strömungsverhältnisse in einem CO₂-Ejektor*. Braunschweig, 2011. – Studienarbeit (Institut für Thermodynamik, Technische Universität Braunschweig)
- 36 **HENZLER**, Hans-Jürgen: *Modell zur Beschreibung des Sogverhaltens von Strahlsaugern für das Stoffsystem flüssig/gasförmig*. In: Chemie Ingenieur Technik 52 (1980), Nr. 8, S. 659–661
- 37 **HENZLER**, Hans-Jürgen: *Das Sogverhalten von Strahlsaugern für das Stoffsystem flüssig-gasförmig*. In: Vt Verfahrenstechnik Bd. 10. Mainz : Zeitschrift für den Ingenieur in Entwicklung, Planung und Produktion. Organ der Fachgemeinschaft Apparatebau im VDMA., 1981, S. 738
- 38 **HENZLER**, Hans-Jürgen: *Zur Auslegung von Strahlsaugern für einphasige Stoffsysteme*. In: Chemie Ingenieur Technik 54 (1982), Nr. 1, S. 8–16

- 39 HOLTZAPPLE, Mark T. ; NOYES, Gary P. ; RABROKER, George A.: *Jet Ejector System and Method*. Patentnummer: WO2005028831. 2005
- 40 HOTTA, Tadashi ; OZAKI, Yukikatsu ; ISHIKAWA, Hiroshi ; HIROTSUGU, Takeuchi: *Ejector For Ejector Cycle System*. Patentnummer: US 6,604,379 B2. 2003
- 41 INOKUTY, Haruhisa: *Zeichnerisches Verfahren zum Auffinden des günstigsten Kondensationsdruckes in Kohlensäure-Kältemaschinen*. In: Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie 35 (1928), Nr. 9
- 42 JANOTTE, Denise: *Visuell unterstützte Energie-, Entropie- und Exergieanalyse von Wärmepumpensystemen*. 2009. – Diplomarbeit (Institut für Thermodynamik, Technische Universität Braunschweig)
- 43 JENSEN, Jørgen B. ; SKOGESTAD, Sigurd: *Optimal operation of simple refrigeration cycles: Part I: Degrees of freedom and optimality of sub-cooling*. In: Computers & Chemical Engineering 31 (2007), Nr. 5-6, S. 712–721
- 44 JEONG, J. ; SAITO, K. ; KAWAI, S.: *Efficiency Enhancement of Vapor Compression Refrigerator Using Natural Working Fluids with Two-Phase Flow Ejector*. In: Proceedings of 6th IIR Gustav Lorentzen 2004
- 45 KIM, Y. ; O'NEAL, D. ; PAYNE, W. ; FARZAD, M.: *Refrigerant flow through flexible short-tube orifices*. In: HVAC&R Research Bd. 8(2). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2002, S. 179–189
- 46 KÖHLER, Jürgen ; TISCHENDORF, Christian ; RICHTER, Christoph ; TEGETHOFF, Wilhelm: *Experimental and theoretical study of a CO₂ ejector refrigeration cycle*. Saalfelden, 14-15 Februar 2007 (VDA Alternative Refrigerant Wintermeeting)
- 47 KORNHAUSER, Alan: *The use of an ejector as a refrigerant expander*. In: Proceedings of the 1990 USNC/IIR-Purdue Refrigeration Conference. West Lafayette IN (USA) : Purdue Univ. Press, 1990, S. 10–19
- 48 KSAYER, Elias B.: *Study and Design of Systems with Improved Energy Efficiency Operating with CO₂ as Refrigerant*. November 2007. – Dissertation (Centre Energétique et Procédés, Ecole des Mines Paris)
- 49 LEMKE, Nicholas C.: *Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO₂*. 2004. – Dissertation (Institut für Thermodynamik, Technische Universität Braunschweig)
- 50 LI, D.: *Investigation of an ejector-expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle for military ECU applications*. 2006. – Dissertation (Purdue University, West Lafayette IN USA)
- 51 LI, D. ; GROLL, E. A.: *Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device*. In: Proceedings of 10th International Refrigeration and Air-Conditioning Conference at Purdue Bd. Paper R153, 2004

- 52 LIU, F. ; GROLL, E. A.: *Analysis of a two-phase flow ejector for the transcritical CO₂ cycle*. In: Proceedings of International Refrigeration and Air-Conditioning Conference, 2008
- 53 LIU, F. ; GROLL, E. A.: *Investigation of a two-phase flow ejector in a transcritical CO₂ air conditioning system*. In: Proceedings of 8th IIR Gustav Lorentzen Conference Working Fluids, 2008
- 54 LORENTZEN, Gustav: *Throttling, the internal haemorrhage of the refrigeration process*. Bd. 80:39-47. Proc. Inst. Refrigeration, 1983
- 55 LUCAS, Christian ; KÖHLER, Jürgen ; SCHRÖDER, Andreas ; TISCHENDORF, Christian: *Experimentally validated CO₂ ejector operation characteristic used in a numerical investigation of ejector cycle*. In: International journal of refrigeration (2012)
- 56 MARTIN, K. ; RIEBERER, R. ; HAGER, J.: *Modeling of short tube orifices for CO₂*. In: Proceedings of International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University Bd. Paper R111, 2006
- 57 MATSUO, Kazuyasu ; SASAGUCHI, Kengo ; TASAKI, Koichi ; MOCHIZUKI, Hiroaki: *Investigation of Supersonic Air Ejectors : Part 1. Performance in the Case of Zero-Secondary Flow*. In: JSME Bd. 198. Tokyo : Japan Society of Mechanical Engineers, 1981, S. 2090–2097
- 58 MENEGAY, Peter: *A computational model for two-phase ejector flow*. Blacksburg Virginia USA, January 29, 1997. – Dissertation (Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg Virginia USA)
- 59 MIDGLEY, Thomas ; HENNE, Albert ; McNARY, Robert: *Heat Transfer*. Patentnummer: US 1,833,847. 1931
- 60 MOISSAN, Henri: *Das Fluor und seine Verbindungen: Aus dem Franz. übers. Autorisierte deutsche Ausg. Beteiligt: Theodor Zettel [Übers.]*. Berlin : Krayn, 1900
- 61 MOLINA, Mario J. ; ROWLAND, F. S.: *Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atomic-catalysed destruction of ozone*. In: Nature 249 (1974), Nr. 5460, S. 810–812
- 62 NAKAGAWA, Masafumi ; MARASIGAN, Ariel R. ; MATSUKAWA, Takanori: *Experimental Analysis of Two-Phase Ejector System with varying Mixing Cross Sectional Area using Natural Refrigerant CO₂*. In: International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration (IJACR) Bd. 18, World Scientific Publishing Co., 2010, S. 297–307
- 63 NAKAGAWA, Masafumi ; MARASIGAN, Ariel R. ; MATSUKAWA, Takanori ; KURASHINA, A.: *Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger*. In: International journal of refrigeration In Press, Corrected Proof (2010)
- 64 NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY: *NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP)*. <http://www.nist.gov/srd/nist23.htm>

- 65 NEHDI, E. ; KAIROUANI, L. ; BOUZAINA, M.: *Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander*. In: International journal of energy research Bd. 31. Wiley, Chichester, ROYAUME-UNI, 2007, S. 364–375
- 66 OSHITANI ; YAMANAKA ; TAKEUCHI ; KUSANO ; Ikegami ; Aikawa: *Ejektorpumpenkreis mit mehreren Verdampfapperten*. Patentnummer: DE 10 2005 007 321 A1
- 67 OZAKI, Yukikatsu ; TAKEUCHI, Hirotsugu ; HIRATA, Toshio: *Regeneration of expansion energy by ejector in CO₂ cycle*. In: Proceedings of the 6th IIR G. Lorentzen Natural Working Fluid Conference, 2004. – Paper 4/A/11.20
- 68 PEARSON, A.: *Carbon dioxide – new uses for an old refrigerant*. In: International journal of refrigeration (2005), S. Vol. 28, No. 8 (2005), 1140–1148
- 69 PLANK, Rudolf: *Handbuch der Kältetechnik*. Berlin u.a. : Springer, 1952-1988. – unter Mitarb. zahlreicher Fachleute; hrsg. von Rudolf Plank
- 70 RAABE, Gabriele: *Untersuchung eines CO₂-Ejektorskreislaufs für Omnibusklimaanlagen: Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt, gefördert unter dem Az: 27385 von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt*. Braunschweig-Schwalmsstadt, 2011
- 71 RICHTER, Christoph C.: *Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems*. 03.04.2008. – Dissertation (Institut für Thermodynamik, Technische Universität Braunschweig)
- 72 RIST, Dieter: *Dynamik realer Gase: Grundlagen, Berechnungen und Daten für Thermodynamik, Strömungsmechanik und Gastechnik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1996
- 73 SCHULZE, C. ; M., Gräber ; HUH, M. ; GRÄTZ, U.: *Real-Time Simulation of Vapour Compression Cycles*. In: Proceedings of the 8th International Modelica Conference. Dresden, 2011
- 74 SIGLOCH, Herbert: *Technische Fluidodynamik*. 3., vollst. überarb. und erw. Aufl. Düsseldorf : VDI Verlag, 1996
- 75 SWARTS, Frédéric: *Mémoires couronnés et autres mémoires p. p. l'Académie R. d. sciences, d. l. et d. b.-a. de Belgique. Collection in 8. Bd. T. 54. No 2: Sur l'acide fluorchlorbromacétique*. Bruxelles : Hayez, 1896
- 76 TAKEUCHI, Hirotsugu: *World's First High Efficiency Refrigeration Cycle with Two-Phase Ejector: "EJECTOR CYCLE"*. In: Proceedings of SAE 2004 World Congress & Exhibition Technical Papers Bd. SP-1859 Climate Control (Part 1 & 2 of 4), 2004
- 77 TAKEUCHI, Hirotsugu ; HARUYUKI, Nishijima ; MIZUNO, Syuichi: *Ejector Cycle*. Patentnummer: US 6,871,506 B2. 2005
- 78 TAKEUCHI, Hirotsugu ; KUME, Yoshitaka ; OSHITANI, Hiroshi ; OGATA, Gota: *Ejector cycle system*. Patentnummer: EP 1 160 522 A1. 2001

- 79 TAKEUCHI, Hirotsugu ; KUME, Yoshitaka ; OSHITANI, Hiroshi ; OGATA, Gota: *Ejector cycle system*. Patentnummer: EP 1 553 364 A2. 2005
- 80 TIL: *TLK-IFT-Library: Version 2.0: Modellbibliothek der Beschreibungssprache Modelica*. <http://www.tlk-thermo.com/de>
- 81 TISCHENDORF, Christian: *Aufbau eines Prüfstandes für Ejektoren und Ejektor-Kältekreisläufe*. 2006. – Diplomarbeit (Institut für Thermodynamik, Technische Universität Braunschweig)
- 82 TISCHENDORF, Christian ; JANOTTE, Denise ; FIOREZZANO, Ricardo de A. ; TEGETHOFF, Wilhelm: *Investigation of Energy Dissipation in an Ejector Refrigeration Cycle: Paper MoCT2.2*. In: Proceedings of the 7th International Modelica Conference. Linköping : Linköping University Electronic Press, 2009
- 83 TISCHENDORF, Christian ; LUCAS, Christian ; KÖHLER, Jürgen ; TEGETHOFF, Wilhelm: *Visual Investigation of an ejector motive nozzle*. In: Proceedings of ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, 2010. – Paper IMECE2010-38507
- 84 TOUBER, Simon: *Technische Hogeschol (Delft). Afdeling der Werktuigbouwkunde. Bd. 84: A contribution to the improvement of compressor valve design: Techn. Hogeschool, Diss.–Delft, 1976*. Delft : Laboratory for Refrigerating Engineering, 1976
- 85 WALDEGG, E.H. von ; SCHÄFFER, T. ; SONNE, E. ; FRANZIUS, L. ; GARBE, H. ; LINCKE, F. ; GÖRGES, H. ; ZICKLER, K.: *Handbuch der Ingenieurwissenschaften in vier Bänden*. Wilhelm Engelmann, 1883 (Handbuch der Ingenieurwissenschaften in vier Bänden)
- 86 WEIN, Michael: *Numerische Simulation von kritischen und nahkritischen Zweiphasenströmungen mit thermischen und fluiddynamischen Nichtgleichgewichtseffekten*. 2. Juli 2001. – Dissertation (Fakultät Maschinenwesen, Technische Universität Dresden)
- 87 XU, X. X. ; CHEN, G. M. ; LIU, S. ; TANG, L. M.: *Experimental study on transcritical CO₂ heat pump water heater with ejector system*. In: Proceedings of 8th IIR Gustav Lorentzen Conference Working Fluids, 2008
- 88 YARI, M. ; SIROUSAZAR, M.: *Cycle improvements to ejector-expansion transcritical CO₂ two-stage refrigeration cycle*. In: International Journal of Energy Bd. 32. © John Wiley & Sons, Ltd., 2007, S. 677–687
- 89 YARI, M. ; SIROUSAZAR, M.: *Performance analysis of the ejector-vapour compression refrigeration cycle*. In: IMechE Bd. Vol. 221 PartA : J. Power and Energy, 2007
- 90 ZHA, S. ; JAKOBSEN, A. ; HAFNER, A. ; NEKSA, P.: *Design and parametric investigation on ejector for R-744 transcritical system*. In: Proceedings of 22nd IIR International Congress of Refrigeration, 2007, S. Paper ICR07–B1–743

9 Nomenklatur

Parameter	Beschreibung	Einheit
α	Strömungskoeffizient	[-]
α_D	Öffnungswinkel des Diffusors	[°]
α_S	Öffnungswinkel der Saugdüse	[°]
ε	Expansionskoeffizient	[-]
Γ	Verhältniss von Mischrohr- zu Treibdüsendurchmesser	[-]
η	dynamische Viskosität	[kg/(m s)]
η_1	dynamische Viskosität, Zustand Treibdüsen Eintritt	[kg/(m s)]
η_2	dynamische Viskosität, Zustand Saugdüsen Eintritt	[kg/(m s)]
η_E	Ejektoreffizienz	[-]
η_T	isentropen Turbinenwirkungsgrad	[-]
η_V	isentropen Verdichterwirkungsgrad	[-]
Θ	Verhältnis Drosselverluste / Verdampfungsenthalpie	[-]
Λ	Verhältniss von Mischrohrlänge zu Treibdüsendurchmesser	[-]
ξ	pro Kälteleistung hervorgerufene Drosselverluste	[-]
Π	Verhältnis Hochdruck / kritischer Druck	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
ρ_1	Dichte am Eintritt der Treibdüse	[kg/m ³]
ρ_2	Dichte am Eintritt der Saugdüse	[kg/m ³]
ρ_3	Dichte am Austritt der Treibdüse	[kg/m ³]
ρ_f	Dichte der flüssigen Phase	[kg/m ³]
ρ_g	Dichte der gasförmigen Phase	[kg/m ³]
ρ_h	Dichte des Kältemittels am Hochdruckeintritt	[kg/m ³]
ρ_{krit}	Kritische Dichte	[kg/m ³]
σ	Oberflächenspannung	[J/m ²]
Υ	nomineller Massenstrom	[kg/s]
Φ	Verhältnis der Dichte am Eintritt der Treibdüse / kritischer Dichte	[-]
χ	Lockhart–Martinelli-Parameter	[-]
Ψ	Massenstromverhältnis \dot{m}_s/\dot{m}_t	[-]
Ψ_D	Dissipationsenergie	[J/kg]

9 Nomenklatur

Parameter	Beschreibung	Einheit
A	Fläche	$[\text{m}^2]$
B_1	Koeffizient	$[-]$
B_2	Exponent	$[-]$
B_3	Exponent	$[-]$
A_{eff}	Effektiver Strömungsquerschnitt einer Düse	$[\text{m}^2]$
A_{geo}	Geometrischer Strömungsquerschnitt einer Düse	$[\text{m}^2]$
c	Geschwindigkeit	$[\text{m/s}]$
c_3	Geschwindigkeit am Austritt der Treibdüse	$[\text{m/s}]$
c_4	Geschwindigkeit am Austritt der Saugdüse	$[\text{m/s}]$
c_5	Geschwindigkeit im Mischrohr	$[\text{m/s}]$
D_M	Durchmesser des Mischrohrs	$[\text{m}]$
D_T	Durchmesser der Treibdüse	$[\text{m}]$
h	spez. Enthalpie	$[\text{J/kg}]$
h_1	spez. Enthalpie am Eintritt der Treibdüse	$[\text{J/kg}]$
h_1^{isen}	spez. Enthalpie am Austritt der Treibdüse bei isentroper Zustandsänderung	$[\text{J/kg}]$
h_1^{real}	spez. Enthalpie am Austritt der Treibdüse bei realer Zustandsänderung	$[\text{J/kg}]$
h_2	spez. Enthalpie am Austritt des Ejektors	$[\text{J/kg}]$
h_2^{isen}	spez. Enthalpie am Austritt der Saugdüse bei isentroper Zustandsänderung	$[\text{J/kg}]$
h_2^{real}	spez. Enthalpie am Austritt der Saugdüse bei realer Zustandsänderung	$[\text{J/kg}]$
$h_3^{\text{isenthalp}}$	spez. Enthalpie am Austritt der Düse bei isenthalper Zustandsänderung	$[\text{J/kg}]$
h_3^{isentrop}	spez. Enthalpie am Austritt der Düse bei isentroper Zustandsänderung	$[\text{J/kg}]$
h_6	spez. Enthalpie am Austritt des Ejektors	$[\text{J/kg}]$
h_7	spez. Enthalpie am Austritt des Mitteldruckverdampfers	$[\text{J/kg}]$
h_8	spez. Enthalpie am Gasaustritt des Separators	$[\text{J/kg}]$
h_9	spez. Enthalpie am Flüssigkeitsaustritt des Separators	$[\text{J/kg}]$
Δh_v	spez. Verdampfungsenthalpie	$[\text{J/kg}]$
Δh_{Verl}	spez. dissipierte Enthalpie während der Drosselung	$[\text{J/kg}]$
k	Anteil der am Niederdruckverdampfer vorbeigeführten Luft	$[\%]$
L	charakteristische Länge	$[\text{m}]$
L_A	Abstand zwischen Treibdüsenaustritt und Mischrohr	$[\text{m}]$
L_D	Länge des Diffusors	$[\text{m}]$
L_M	Länge des Mischrohres	$[\text{m}]$
L_D	Länge des Diffusors	$[\text{m}]$
L_M	Länge des Mischrohres	$[\text{m}]$
\dot{m}	Massenstrom	$[\text{kg/s}]$
\dot{m}_m	Mischstrom am Austritt des Ejektors	$[\text{kg/s}]$
\dot{m}_s	mit dem Ejektor angesaugter Strom	$[\text{kg/s}]$
\dot{m}_t	Treibmassenstrom	$[\text{kg/s}]$
Ma	Machzahl	$[-]$
n	Drehzahl des Verdichters	$[\text{Hz}]$

Parameter	Beschreibung	Einheit
Oh	Ohnesorgezahl	[-]
Oh_1	Ohnesorgezahl, Zustand Treibdüsen Eintritt	[-]
Oh_2	Ohnesorgezahl, Zustand Saugdüsen Eintritt	[-]
p	Druck	[Pa]
p_1	Druck am Treibdüsen- bzw. Drosseleintritt	[Pa]
p_2	Druck am Saugdüsen Eintritt	[Pa]
p_3	Druck am Treibdüsen- bzw. Drosselaustritt	[Pa]
p_4	Druck am Saugdüsenaustritt	[Pa]
p_5	Druck im Mischrohr	[Pa]
p_6	Druck am Austritt des Ejektors	[Pa]
p_h	Hochdruck	[Pa]
p_{krit}	Druck im kritischen Punkt	[Pa]
p_m	Mitteldruck	[Pa]
p_n	Niederdruck	[Pa]
Δp_r	Druckdifferenz zwischen Niederdruck und Mitteldruck	[Pa]
q	spez. Wärme	[J/kg]
\dot{Q}_1	vom Hauptdruckverdampfer übertragene Leistung	[W]
\dot{Q}_2	vom Zusatzdruckverdampfer übertragene Leistung	[W]
\dot{Q}_{ges}	gesamte von Haupt- und Zusatzverdampfer übertragene Leistung	[W]
Re	Reynoldszahl	[-]
s	spez. Entropie	[J/kg K]
\dot{S}	Entropiestrom	[W/K]
s_{irr}	spez. produzierte Entropie	[J/kg K]
S_{prod}	produzierte Entropie	[J/K]
\dot{S}_T	gesamte produzierte Entropie in einem Bauteil	[W/K]
\dot{S}_M	Entropieproduktion aufgrund von Modellannahmen	[W/K]
$\dot{S}_{\Delta p}$	Entropieproduktion aufgrund von Druckabfällen	[W/K]
\dot{S}_Q	Entropieproduktion aufgrund von Wärmeübertragung	[W/K]
T	Temperatur	[K]
T_1	Temperatur am Eintritt der Düse	[K]
T_i	Innenraumtemperatur	[K]
T_{krit}	Temperatur im kritischen Punkt	[K]
T_u	Umgebungstemperatur	[K]
T_{va1}	Temperatur der Luft am Austritt des Hauptverdampfers	[K]
T_{va2}	Temperatur der Luft am Austritt des Zusatzverdampfers	[K]
u	zugemischter Frischluftanteil bei einer Klimaanlage	[%]
v	spez.s Volumen	[m ³ /kg]
W_{irr}	irreversibler Arbeitsverlust	[J]
W_t	technische Arbeit	[J]
We	Weberzahl	[-]
x	Dampfgehalt	[kg/kg]

10 Anhang

10.1 Beschreibung der Komponenten der Versuchsanlage

Die Versuchsanlage kann prinzipiell in den in Tabelle 10.1 aufgelisteten fünf verschiedenen Betriebsmodi betrieben werden. Zudem sind in Tabelle 10.1 die zum Wechsel zwischen den Betriebsmodi einzustellenden Schaltventilstellungen der in Abbildung 6.1 dargestellten Schaltventile aufgelistet. Durch die Schaltventile können dabei einzelne Bereiche zu- oder abgeschaltet werden. Die Ventile C – F dienen dazu, einen internen Wärmeübertrager in den Kreislauf zu integrieren. Bei Verwendung des internen Wärmeübertragers sind die Ventile C und E geschlossen und die Ventile D und F geöffnet und umgekehrt. Das Ventil M wird dazu verwendet, Öl, das sich im Separator unterhalb der flüssigen Phase des Kältemittels abscheidet, in den Verdichter zurückzuführen. Wird der Testzylinder für die Untersuchungen der Düsen in den Kreislauf integriert, wird der Ejektor aus dem Prüfstand entfernt.

Tabelle 10.1: Liste der Betriebsmodi der in Abbildung 6.1 dargestellten Versuchsanlage und die dazugehörigen Schaltstellungen der Ventile. (Bedeutung der Symbole: – → Ventil während des Versuchs geschlossen, + → Ventil während des Versuchs geöffnet)

Ventil	Ejektorkreislauf ein Verdampfer	Ejektorkreislauf zwei Verdampfer	herkömmlicher Kreislauf	Ejektor als Komponente	Untersuchung Treibdüse
A/B/G	–	–	–	+	–
H	+	+	–	+	–
I	+	+	–	+	+
J	–	–	+	–	–
K	–	+	+	+	+
L	+	–	–	–	–

Verdichter

Der Verdichter mit der Herstellerbezeichnung C 99-06-03 wurde vom Hersteller Obrist² zur Verfügung gestellt. Es handelt sich hierbei um einen Prototyp, der als Schwenkringverdichter ausgeführt ist und für PKW-Klimaanlagen konzipiert wurde. Mit Hilfe des Schwenkrings wird im Normalbetrieb der Saugdruck durch das Verändern des

²OBRIST engineering GmbH, Rheinstrasse 26–27, 6890 Lustenau, Österreich

Hubvolumens geregelt. Diese Regelung wurde durch ein zusätzliches Modul deaktiviert und der Verdichter arbeitet mit seinem konstanten und maximalen Hubvolumen von $33,76 \text{ cm}^3$. Zur Anpassung des geförderten Massenstroms kann die Drehzahl des antreibenden Elektromotors mittels eines Frequenzumformers gesteuert werden. Der Verdichter kann bei einer maximalen Drehzahl von 6000 min^{-1} , einem Hochdruck von maximal 140 bar und einem maximalen Niederdruck von 70 bar betrieben werden. Zusätzlich zu dem im Ejektor integrierten Ölabscheider wurde aufgrund der in der Versuchsanlage nicht optimierten Ölrückführung auf der Hochdruckseite ein weiterer Ölabscheider installiert, um den durch die betriebsbedingte Vermischung von Kältemittel und Schmieröl mitgeführten Ölstrom wieder vom Kältemittel zu trennen und in den Verdichter zurückzuführen. Vor dem Ansauganschluss des Verdichters wurde ein Filter installiert, der eventuell im Kältemittelkreislauf befindlichen Schmutz aus dem Kältemittel filtert, und so den Verdichter vor Beschädigungen durch Fremdkörper schützt.

Wärmeübertrager

Mit Hilfe der Verflüssiger kann dem vom Verdichter auf den Hochdruck komprimierten und sich dadurch erwärmenden Kältemittelstrom ein Wärmestrom entzogen werden. Die Verflüssiger sind als Gegenstromwärmeübertrager verschaltet und mit der am IfT vorhandenen Kältemaschine mit der Herstellerbezeichnung GFC-B 125 des Herstellers Geoclima³ durch ein Wasser-Glycol-Zirkulationssystem verbunden. Die Kältemaschine mit einer von den Randbedingungen abhängigen maximalen Leistung von bis zu 65 kW kann das Kältemittel bis auf 10°C abkühlen.

Da das System aus der Kältemaschine und den Verflüssigern im dynamischen Betrieb der Versuchsanlage relativ träge reagiert, ist nach den Verflüssigern auf der Hochdruckseite ein Zuheizer installiert, der es ermöglicht mit einer höheren Dynamik und Genauigkeit die Temperatur am Austritt des Zuheizers einzustellen.

Der aus sechs einzelnen Elementen bestehende Verdampfer ermöglicht die Verdampfung des Kältemittels nach dem Ejektor. In den verschiedenen Betriebsmodi der Versuchsanlage stellt er entweder den Verdampfer im herkömmlichen Kältekreislauf oder den ersten Verdampfer im Zwei-Verdampfer-Ejektorkältekreislauf dar. Zur Bestimmung des zweiphasigen Kältemittelzustands am Austritt des Verdampfers kann die vom Verdampfer aufgenommene elektrische Leistung gemessen werden.

Der Verdampfer / Unterkühler erfüllt zwei Funktionen. In Betriebsmodi, in denen ein Ejektorkältekreislauf mit einem oder zwei Verdampfer untersucht wird, übernimmt er die Funktion eines Verdampfers. Im Betriebsmodus, in dem der Ejektor als Komponente untersucht wird, übernimmt er die Funktion des Unterkühlers. Der Verdampfer / Unterkühler ist mit einem Prozessthermostat mit der Herstellerbezeichnung RP855C des Herstellers Lauda⁴ verbunden. Der Prozessthermostat kann eine maximale Heizleistung von 3,5 kW und eine Kälteleistung von maximal 0,6 kW bei -20°C bereitstellen. Als Übertragungsfluid wird ein Wasser-Glycol-Gemisch verwendet.

Es werden zwei verschiedene Arten von Wärmeübertragern in der Versuchsanlage verwendet. Der Zuheizer, der Überhitzer und der Verdampfer, bestehend aus sechs einzelnen Wärmeübertragern, sind am IfT ausgelegt und gefertigt worden. Es handelt

³ GEOCLIMA srl, Via dell' Industria, 12, 34077 Ronchi dei Legionari (GO) Italy

⁴ LAUDA DR. R. WOBSE & CO. KG, Postfach 1251, Pfarrstraße 41/43, 97922 Lauda-Königshofen, Deutschland

sich hierbei um selbst regelnde, zylindrische, elektrisch betriebene PTC-Heizelemente mit der Herstellerbezeichnung HLPR vom Hersteller Türk + Hillinger⁵ mit einer maximalen Leistung von 1 kW, einer Länge von 1 m und einem Durchmesser von 10 mm und einer Übertragungsfläche von 0,3 m. Die elektrische Leistungszuführung wird über eine 240 V-Wechselstromspannungsversorgung gewährleistet. Um das im Kreislauf mitgeführte Schmieröl des Verdichters vor chemischen Veränderungen zu schützen, ist die maximale Oberflächentemperatur auf 120 °C begrenzt. Die Heizstäbe sind mit einem zylindrischen Mantel umschlossen. Zwischen diesem Mantel und den Heizelementen besteht ein Spalt von 5 mm Breite in dem das CO₂ entlang des Heizelementes strömt und mit dem Heizelement Wärme austauschen kann. Die Druckfestigkeit des Mantels bei einem Betrieb bis 130 bar wurde mit Hilfe eines Drucktests bei 200 bar nachgewiesen. Aufgrund der selbst regelnden Eigenschaften stellt sich eine von der Kältemitteltemperatur abhängige Leistungsaufnahme ein. Die aufgenommene Leistung kann jedoch begrenzt und dadurch gesteuert werden.

Die Verflüssiger und der Verdampfer / Unterkühler sind Plattenwärmeübertrager des Herstellers Kaori⁶. Bei diesen Wärmeübertragern wird der Wärmestrom mittels eines Wasser-Glycol-Gemischs als Sekundärmedium zu- bzw. abgeführt. Es wurden Wärmeübertrager mit der Herstellerbezeichnung K040C40C und K040C20C mit einer Übertragungsfläche von 0,73 m² bzw. 0,15 m² verwendet. Als Verdampfer wird gleichfalls ein Wärmeübertrager mit der Herstellerbezeichnung K040C20C verwendet. Die Wärmeübertrager sind druckfest bis zu einem Druck von 140 bar für den CO₂-Teil und einem Druck von 30 bar für den Sekundärmediumteil. Diese können je nach den mit der Versuchsanlage eingestellten Randbedingungen einen Wärmestrom bis zu 8 kW bzw. 4 kW übertragen.

Interner Wärmeübertrager

Für den internen Wärmeübertrager können je nach zu übertragender Leistung verschiedene Modelle verwendet werden. In der vorgegebenen Konfiguration wird ein Micro-Chanal-Wärmeübertrager verwendet, der am IfT zu einer früheren Zeit in einer anderen Versuchsanlage verwendet wurde. Es handelt sich hierbei um eine Eigenkonstruktion. Aus vorhergegangenen Messungen ging hervor, dass mit diesem Wärmeübertrager etwa 500 – 700 W übertragen werden können.

Separator

Der Separator besteht aus einem zylinderförmigen Stahlbehälter mit einem Außendurchmesser von 114 mm und einer Höhe von 1020 mm. Die Druckfestigkeit für maximale Betriebsdrücke von 80 bar wurde vom Technischen Überwachungsverein (TÜV) nachgewiesen. Mittels eines eingebauten Radar-Füllstandssensors ist eine kontinuierliche Bestimmung des Füllstandes der flüssigen Phase des Kältemittels möglich. Der genaue Aufbau wird in den Arbeiten von Lemke [49] und Gernemann [31] beschrieben.

Testzylinder

Die Fertigung erfolgte durch das Quarzglas verarbeitende Unternehmen QSIL GmbH

⁵Türk + Hillinger GmbH, Föhrenstr. 20, 78532 Tuttlingen, Deutschland

⁶KAORI HEAT TREATMENT CO., LTD., No.5-2, Chi-Lin North Road, Chung-Li Industrial District, Chung-Li City, Taiwan

Quarzschmelze Ilmenau⁷. Der Zylinder besitzt einen Außendurchmesser von 130 mm, einen Innendurchmesser von 70 mm und eine Länge von 175 mm. Der Zylinder ist für Drücke bis 60 bar ausgelegt und wird am IfT mit Drücken bis zu 45 bar betrieben. Der Glaszylinder wird mit Hilfe von vier Schrauben zwischen zwei Flanschen gehalten. An den Flanschen sind Verbinder installiert. Die Auslegung und Konstruktion wird von Tischendorf in der Arbeit [81] beschrieben.

Ejektor

Für die Fertigung des Diffusors und die Saugdüsenaußengeometrie wurden Formspiralbohrer des Herstellers GEM Müllerleile GmbH⁸ verwendet.

Die Düsenform wurde nach einer Analyse der in der Arbeit von Henzler [37] vorgestellten Düsenformen gewählt. Abbildung 6.2 zeigt die im Ejektor verwendete Düse. Aufgrund der relativ kleinen Abmessungen der Düse wurde die Düse mit Hilfe eines chemisches Erodierverfahrens vom Unternehmen Kämpfer Würz Umformtechnik GmbH⁹ gefertigt.

Verrohrung, Ventile und Verbindungen

Die einzelnen Bauteile der Versuchsanlage sind mit Rohren aus nichtrostendem Stahl verbunden. Die Strömungsquerschnitte wurden so gewählt, dass während des Betriebs ein möglichst geringer Druckverlust auftritt. Die Innendurchmesser der Hauptverbindungen variieren zwischen 4 mm und 8 mm. Die Rohrwandstärken wurden so gewählt, dass eine Druckfestigkeit bis 200 bar gewährleistet ist. Das Verbindungssystem und die durch Hand verstellbaren Ventile entsprechen dem System A-lok des Herstellers Parker Hannifin GmbH¹⁰. Die elektronisch ansteuerbaren und mit Schrittmotoren ausgestatteten Ventile (Ventile H und G in Abbildung 6.1) vom Typ JKV-14D16 lieferte der Hersteller Saginomiya Seisakusho, Inc¹¹.

Messtechnik

Zur Bilanzierung und Analyse des Verhaltens des Ejektors bzw. des Kältekreislaufes werden verschiedene Drucksensoren, Temperatursensoren, Massenstromsensoren, die nach dem Coriolis-Prinzip arbeiten, und Sensoren zur Messung der Leistung am Verdampfer eingesetzt. Die Sensoren erfassen die zu messenden Größen und wandeln diese in ein elektrisches Signal um, das mit Hilfe des Messwertaufnahme- und Konditionierungssystems NI SCXI des Herstellers National Instruments¹² zur Auswertung erfasst wird. Die erfassten Messdaten werden mittels einer Schnittstelle an ein Messprogramm übertragen, das mit Hilfe der Software LabView erstellt wurde¹³. Das Messprogramm wird auf einem PC ausgeführt und kann die aktuellen Messwerte zur Überwachung der Versuchsanlage auf einem Monitor darstellen. Mit Hilfe des Messprogramms werden zudem die Stellungen elektrisch verstellbaren Ventile (Ventile G und

⁷ QSIL GmbH Quarzschmelze Ilmenau, Gewerbering 8, 98704 Langewiesen Deutschland

⁸ GEM Müllerleile GmbH, VHM Sonderwerkzeuge, Schleifservice, Am Galgenfeld 6, 77736 Zell a. H.

⁹ KÄMPFER WÜRZ Umformtechnik GmbH, Am Schützenhaus 3, 35759 Driedorf-Mademühlen

¹⁰ Parker Hannifin GmbH, Am Metallwerk 9, 33659 Bielefeld

¹¹ SAGINOMIYA SEISAKUSHO, INC, 55-5 Wakamiya 2-chome Nakano-ku Tokyo

¹² National Instruments Germany GmbH, Ganghoferstr. 70 b, 80339 München, Deutschland

¹³ LabView ist grafisches Programmiersystem von National Instruments zur Erstellung von Programmen zur Datenvisualisierung, Verarbeitung und Konditionierung

H in Abbildung 6.1) und die Verdampferleistung gesteuert.

Die einzelnen Sensoren, der Hersteller, der Typ und die Genauigkeitsklasse sind in Tabelle 10.2 aufgelistet. Zur Messung der Temperatur werden zwei verschiedene Arten von Temperatursensoren von Newport Omega¹⁴ verwendet. Zur Überwachung der Systemgrößen und zur Erfassung der Messdaten werden Thermoelemente des Typs K verwendet. An den Messstellen, bei denen eine genauere Messung sinnvoll ist, werden zusätzlich PT-100 Temperatursensoren verwendet. Dadurch können systematische Messfehler durch den Vergleich der Messwerte verhindert und die Messgenauigkeit erhöht werden. Alle Temperatursensoren besitzen einen Mantel aus Metall, der es ermöglicht, die Sensoren in der Art in den Kreislauf zu integrieren, dass die Temperatur direkt im Kältemittelmassenstrom gemessen werden kann.

Tabelle 10.2: Liste der Sensoren zur Messwertaufnahme

Sensor	Hersteller / Herstellerbezeichnung	Messbereich	absoluter Fehler
Temperatur			
PT-100	Newport Omega / P-M-1/10-3-112-0-S-3	-70 °C...+250 °C	±1,1 K
Thermoelement Typ K	Newport Omega / HKMQSS-IM300U-65	-40 °C...+250 °C	±1,15 K
Druck			
DMS-Metall-Dünnsfilm	Baumer / PDAB A003.S14.AXXX	0 bar...160 bar	±0,15 %
DMS-Metall-Dünnsfilm	Baumer / PDRB E001.S14.CXXX	0 bar...160 bar	±0,5 %
CO₂--Massenstrom			
Coriolis-Kraft	Emerson / CMF025 M 319	2 g/s...100 g/s	±0,05 %
Coriolis-Kraft	Emerson / CMF010 M 319	1 g/s...30 g/s	±0,05 %
Coriolis-Kraft	Rheonik / RHE 08	5 g/s...300 g/s	±0,10 %
Verdampferleistung			
Strommessung	I.E.D / HAF1IhiLem.U	0 A...15 A	±0,10 %
Spannungsmessung	I.E.D / HAF1USmf.U	0 V...250 V	±0,10 %

¹⁴Newport Electronics GmbH, Daimlerstraße 26, 75392 Deckenpfronn

Der Druck an den in Abbildung 6.1 gekennzeichneten Stellen wird mit Hilfe von Drucksensoren des Herstellers Baumer¹⁵ gemessen. Es wurden DMS-Metall-Dünnsfilm-Sensoren¹⁶ verwendet, da diese den Druck relativ genau und mit einer hohen Frequenz erfassen können. Es kommen zwei verschiedene Arten zur Anwendung, die sich hinsichtlich ihrer Genauigkeitsklassen unterscheiden. Für die Untersuchung der Ein- und Austrittszustände des Ejektors und des Druckverlaufs im Ejektor wurden Sensoren mit einer höheren Genauigkeit verwendet. Die Sensoren sind jeweils durch ein kurzes Kapillarrohr mit dem Kältemittelkreislauf verbunden. Die Anschlüsse der Kapillarrohre sind senkrecht zur Kältemittelstromführung angebracht, um den statischen Druck zu messen.

Der Massenstrom wird mit Hilfe von nach dem Coriolis-Kraft-Effekt messenden Sensoren bestimmt. Dabei wird ein Rohr, in dem das Kältemittel auf einer bestimmten Bahn geführt wird, mit einer bestimmten Frequenz zum Schwingen angeregt. Durch das Umlenken der Strömung treten im Rohr Corioliskräfte auf, die abhängig vom Massenstrom sind. Die Corioliskräfte beeinflussen die sich durch die Anregung einstellende Frequenz des schwingenden Rohres. Sensoren, die den Coriolis-Kraft-Effekt nutzen, haben den Vorteil, den Massenstrom relativ genau bestimmen zu können. Ein Nachteil dieser Sensoren besteht darin, dass der Massenstrom nur bei Durchfluss einphasiger Medien bestimmt werden kann. Es werden Sensoren des Herstellers Emerson Electric¹⁷ und des Herstellers Rheonik¹⁸ verwendet. Die Sensoren des Herstellers sind in der Lage, kleine Massenströme mit einer hohen Genauigkeit zu messen. Sie werden dazu verwendet, die im Vergleich zum Treibstrom geringeren Teilströme im Saugstrom zu bestimmen. Der Sensor des Herstellers Rheonik wird dazu verwendet, den Treibstrom zu bestimmen.

Die übertragene Leistung am Verdampfer kann nicht mit Hilfe der Kältemittelzustände bestimmt werden, da das Kältemittel in bestimmten Betriebszuständen zweiphasig aus dem Verdampfer austritt. Die Kältemittelzustände am Austritt des Verdampfers können ausschließlich durch Bilanzen ermittelt werden. Aus diesem Grund wird die elektrische Leistung ermittelt, die den Heizelementen zugeführt wird. Die Leistung wird mit Hilfe des gemessenen elektrischen Stroms und der gemessenen Spannung berechnet. Als Sensoren werden Strom und Spannungssensoren des Herstellers I.E.D.¹⁹ verwendet. Beide Sensorenarten sind für die Messung der Größen für phasenmodelierte und phasenanschnittsgesteuerte Wechselströme anwendbar.

¹⁵Baumer Holding AG, Hummelstrasse 17, 8501 Frauenfeld, Schweiz

¹⁶DMS-Metall-Dünnsfilm-Sensoren messen die aufgrund des wirkenden Drucks auftretende Verformung eines dünnen Metallfilms mittels Dehnmessstreifen

¹⁷Emerson Electric Co., 8000 West Florissant Avenue, P.O. Box 4100, St. Louis, MO 63136, USA

¹⁸Rheonik Meßgeräte GmbH, Rudolf-Diesel-Str. 5, 85235 Odelzhausen, Deutschland

¹⁹I.E.D Institut für Explorative Datenanalyse GmbH, Maimoorweg 60B, 22179 Hamburg

10.2 Beschreibung des Test-Zylinders für die Düsen

Der für die Experimente konzipierte Test-Zylinder für Düsen wurde so ausgeführt, dass die visuelle Beobachtung des Freistrahls möglich ist. Aus diesem Grund wurde die Zylinderwand aus Glas gefertigt. Aufgrund des geringeren Brechungsindex und der höheren Festigkeit wurde Quarzglas verwendet. Dadurch wird gewährleistet, dass das Verhältnis aus Wandstärke zur Druckfestigkeit gering ist, und dass bei der visuellen Beobachtung das Bild weniger starken Verzerrungen unterliegt.

Das unter hohem Druck stehende Kältemittel strömt durch den oberen Verbinder in den Glaszylinder und wird in der Treibdüse entspannt. Zur Beobachtung des Freistrahls wird eine Kamera verwendet, die an der Außenseite des Glaszylinders installiert ist. Das in Form eines Freistrahls aus der Düse austretende Kältemittel verursacht Verwirbelungen im Glaszylinder und ein Teil der flüssigen Phase scheidet sich durch die Radialkräfte an der Innenwand des Zylinders ab. Die Sicht auf den Freistrahls wird durch den sich abscheidenden Kältemittelfilm an der Zylinderinnenwand behindert. Die im oberen Teil des Zylinders installierte Platte mindert die beeinträchtigenden Effekte und die Beeinflussung des Freistrahls. Durch den unteren Verbinder wird das Kältemittel aus dem Test-Zylinder abgesaugt.

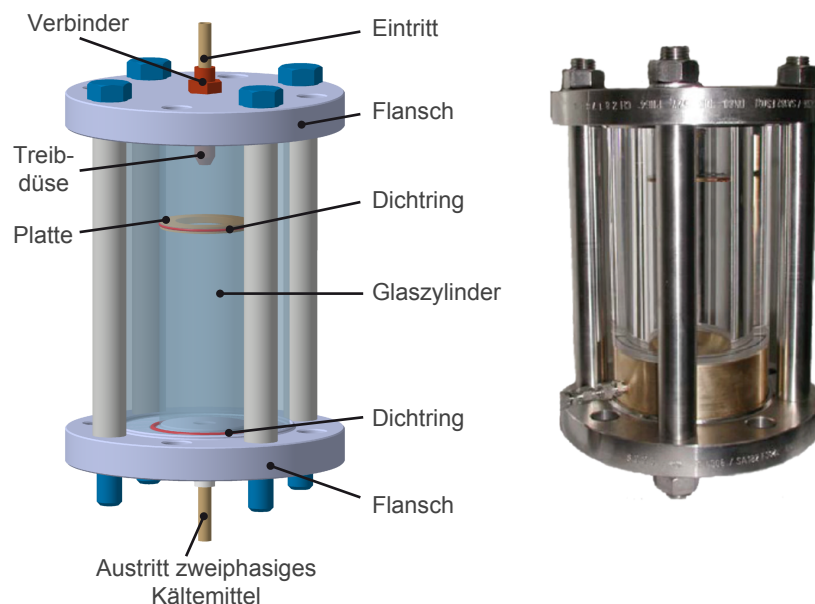


Abbildung 10.1: Konfiguration des Testzylinders zur Untersuchung des Freistrahls (links) und gefertigter Glaszylinder (rechts)

10.3 Messdaten der Massenstrommessung für den Ejektor

Tabelle 10.3: Messdaten Ejektor

p_m	p_h	p_n	\dot{m}	T_1	Messung
[bar]	[bar]	[bar]	[g/s]	[°C]	
36,85	67,65	34,91	13,33	25,63	Tischendorf
36,91	78,04	34,98	15,10	30,18	Tischendorf
38,53	77,28	35,32	14,12	30,40	Tischendorf
39,37	89,94	34,96	16,96	35,43	Tischendorf
41,11	95,69	35,31	17,01	39,24	Tischendorf
44,65	118,75	34,83	22,76	44,64	Tischendorf
32,35	69,50	30,92	15,49	25,24	Tischendorf
34,38	76,80	31,04	13,66	30,63	Tischendorf
36,57	83,64	31,12	13,68	35,40	Tischendorf
33,88	93,56	30,54	18,68	35,60	Tischendorf
37,42	87,62	30,56	13,04	39,39	Tischendorf
34,77	87,60	30,50	12,78	40,17	Tischendorf
35,56	100,01	30,61	18,92	39,51	Tischendorf
39,71	97,51	31,40	14,26	45,57	Tischendorf
37,49	109,49	30,41	19,43	45,19	Tischendorf
28,19	65,36	26,58	13,02	24,93	Tischendorf
29,32	88,81	26,94	24,06	25,68	Tischendorf
28,35	65,59	26,72	12,35	25,44	Tischendorf
29,71	75,57	26,80	13,36	30,28	Tischendorf
32,65	91,04	26,48	21,15	30,55	Tischendorf
30,50	83,82	26,68	14,09	35,18	Tischendorf
33,93	96,80	26,78	20,81	34,08	Tischendorf
32,19	91,78	26,79	14,90	39,89	Tischendorf
33,25	98,66	26,75	15,08	45,24	Tischendorf

10.3 Messdaten der Massenstrommessung für den Ejektor

Tabelle 10.4: Messdaten Ejektor

p_m	p_h	p_n	\dot{m}	T_1	Messung von
[bar]	[bar]	[bar]	[g/s]	[°C]	
30,45	84,59	25,98	11,60	35,11	Fiorenzano
29,98	86,45	25,92	12,35	35,20	Fiorenzano
29,33	87,67	25,89	13,02	35,15	Fiorenzano
29,36	87,80	25,89	13,02	35,24	Fiorenzano
29,62	86,62	25,83	12,57	35,01	Fiorenzano
29,69	86,73	25,96	12,63	35,00	Fiorenzano
31,24	81,82	26,17	10,54	35,11	Fiorenzano
31,06	81,46	25,93	10,44	35,05	Fiorenzano
27,74	89,51	25,86	14,12	35,03	Fiorenzano
27,76	89,65	26,02	14,12	35,14	Fiorenzano
38,99	81,06	33,99	10,19	35,05	Fiorenzano
38,97	80,98	34,00	10,17	35,03	Fiorenzano
38,68	84,34	34,10	11,46	35,15	Fiorenzano
38,12	87,46	33,96	12,99	35,02	Fiorenzano
38,22	87,75	34,03	12,98	35,20	Fiorenzano
37,37	91,02	34,00	14,76	35,10	Fiorenzano
37,43	91,16	34,04	14,79	35,15	Fiorenzano
37,51	91,29	34,10	14,84	35,18	Fiorenzano
36,34	93,48	33,97	15,95	35,03	Fiorenzano
36,38	93,58	33,99	15,99	35,08	Fiorenzano
36,57	94,03	34,19	16,12	35,18	Fiorenzano
37,33	73,65	34,12	10,12	30,23	Fiorenzano
37,27	75,78	34,19	10,66	30,28	Fiorenzano
36,61	78,42	34,15	12,24	30,17	Fiorenzano
37,23	75,85	34,23	10,72	30,24	Fiorenzano
37,52	73,47	34,28	10,07	30,31	Fiorenzano
37,30	73,27	34,02	10,06	30,26	Fiorenzano
37,36	73,28	34,17	10,08	30,22	Fiorenzano
37,01	76,33	34,14	11,07	30,03	Fiorenzano
37,01	75,02	33,95	10,56	29,92	Fiorenzano
37,24	75,27	34,21	10,60	30,04	Fiorenzano
37,33	75,10	34,31	10,54	30,06	Fiorenzano
29,31	75,55	26,27	10,70	30,12	Fiorenzano
29,59	73,59	26,31	10,19	30,07	Fiorenzano
29,72	72,62	26,26	9,92	30,11	Fiorenzano

Tabelle 10.5: Messdaten Ejektor

p_m	p_h	p_n	\dot{m}	T_1	Messung von
[bar]	[bar]	[bar]	[g/s]	[°C]	
28,39	78,05	26,33	12,02	30,27	Fiorenzano
28,33	77,97	26,29	12,05	30,17	Fiorenzano
28,63	76,85	26,13	11,52	29,99	Fiorenzano
28,77	77,06	26,40	11,61	30,04	Fiorenzano
28,79	77,05	26,37	11,58	30,06	Fiorenzano
29,29	76,44	26,40	11,09	30,17	Fiorenzano
40,20	99,29	34,72	15,11	40,16	Fiorenzano
40,29	97,39	34,61	14,33	40,04	Fiorenzano
40,28	97,41	34,60	14,31	40,09	Fiorenzano
40,74	94,66	34,78	13,03	39,99	Fiorenzano
39,92	103,55	34,61	16,83	40,21	Fiorenzano
39,84	102,93	34,61	16,76	39,95	Fiorenzano
28,38	99,37	25,92	15,27	40,07	Fiorenzano
28,40	99,39	25,95	15,28	40,08	Fiorenzano
28,94	98,84	26,04	15,10	40,00	Fiorenzano
30,46	97,77	26,20	14,49	40,16	Fiorenzano
30,60	96,89	26,15	14,20	39,96	Fiorenzano
28,29	99,44	25,87	15,30	40,04	Fiorenzano
28,34	100,51	26,20	15,64	40,30	Fiorenzano
28,87	99,46	26,06	15,21	40,22	Fiorenzano
29,78	98,48	26,22	14,87	40,09	Fiorenzano
30,61	98,06	26,33	14,58	40,21	Fiorenzano
31,40	95,48	26,13	13,38	40,11	Fiorenzano
32,91	90,55	26,12	11,10	40,32	Fiorenzano
32,79	90,10	26,04	11,02	40,08	Fiorenzano
31,77	93,43	25,89	12,46	40,07	Fiorenzano

10.3 Messdaten der Massenstrommessung für den Ejektor

Tabelle 10.6: Messdaten Ejektor

p_m	p_h	p_n	\dot{m}	T_1	Messung von
44,05	84,70	34,09	20,16	25,25	Lucas/Hellmeister
44,06	85,64	32,07	23,91	20,42	Lucas/Hellmeister
43,97	75,69	37,17	11,08	29,98	Lucas/Hellmeister
43,99	74,41	36,74	15,68	25,18	Lucas/Hellmeister
43,98	74,91	34,99	20,39	20,12	Lucas/Hellmeister
44,02	74,78	34,26	21,72	15,38	Lucas/Hellmeister
44,05	105,52	30,12	26,82	25,34	Lucas/Hellmeister
43,91	105,24	31,15	21,55	34,21	Lucas/Hellmeister
43,99	105,36	31,73	18,56	39,36	Lucas/Hellmeister
44,10	84,74	35,18	16,18	30,27	Lucas/Hellmeister
43,96	85,09	35,51	12,28	34,79	Lucas/Hellmeister
43,99	84,28	35,25	8,70	39,85	Lucas/Hellmeister
43,96	94,63	33,73	13,29	40,30	Lucas/Hellmeister
44,03	94,98	33,47	16,69	35,69	Lucas/Hellmeister
43,95	94,85	32,73	20,21	30,50	Lucas/Hellmeister
43,99	94,28	31,79	23,30	25,63	Lucas/Hellmeister
44,05	94,39	29,78	26,24	20,69	Lucas/Hellmeister
37,98	94,87	23,13	28,35	15,07	Lucas/Hellmeister
38,02	94,97	24,89	26,83	20,12	Lucas/Hellmeister
38,07	94,83	29,27	23,91	25,05	Lucas/Hellmeister
38,12	94,81	27,82	17,38	34,58	Lucas/Hellmeister
37,99	85,00	29,01	16,61	29,98	Lucas/Hellmeister
38,01	74,90	27,90	22,83	14,79	Lucas/Hellmeister
38,06	74,88	29,38	20,73	19,87	Lucas/Hellmeister
38,00	75,16	29,99	7,14	35,07	Lucas/Hellmeister
38,04	104,96	20,73	30,75	14,96	Lucas/Hellmeister
38,05	104,89	22,98	29,31	20,15	Lucas/Hellmeister
38,06	104,97	27,66	26,76	25,12	Lucas/Hellmeister
38,04	105,11	29,38	24,06	29,92	Lucas/Hellmeister
38,01	104,92	27,24	21,00	34,98	Lucas/Hellmeister
38,05	104,95	26,55	17,96	40,18	Lucas/Hellmeister
38,02	94,98	29,88	20,45	30,10	Lucas/Hellmeister
38,06	95,03	27,62	13,66	39,96	Lucas/Hellmeister
38,01	74,93	30,73	10,78	30,19	Lucas/Hellmeister
38,06	75,10	31,44	16,20	24,96	Lucas/Hellmeister
38,06	85,01	29,10	11,88	35,48	Lucas/Hellmeister
37,94	84,90	28,60	8,57	39,90	Lucas/Hellmeister

Tabelle 10.7: Messdaten Ejektor

p_m	p_h	p_n	\dot{m}	T_1	Messung von
38,12	84,86	29,21	11,98	35,22	Lucas/Hellmeister
38,05	84,75	29,10	16,62	29,75	Lucas/Hellmeister
38,07	84,89	30,94	20,17	25,29	Lucas/Hellmeister
38,07	84,99	26,99	24,06	19,91	Lucas/Hellmeister
38,10	85,03	25,54	25,78	14,87	Lucas/Hellmeister
30,03	95,13	20,51	13,49	40,57	Lucas/Hellmeister
29,97	95,00	21,33	17,21	35,03	Lucas/Hellmeister
30,01	95,09	24,22	20,93	29,67	Lucas/Hellmeister
30,04	94,93	17,97	28,90	15,59	Lucas/Hellmeister
30,03	94,90	22,28	26,76	20,30	Lucas/Hellmeister
30,02	95,09	24,39	24,03	25,12	Lucas/Hellmeister
29,96	105,18	23,43	27,02	25,06	Lucas/Hellmeister
29,90	105,49	23,43	27,00	25,32	Lucas/Hellmeister
30,04	74,98	21,34	7,07	35,23	Lucas/Hellmeister
30,04	75,11	22,33	10,84	30,42	Lucas/Hellmeister
30,00	75,25	25,56	16,36	25,06	Lucas/Hellmeister
30,08	75,05	25,12	20,87	20,01	Lucas/Hellmeister
30,04	75,07	22,35	10,86	30,42	Lucas/Hellmeister
30,01	75,28	25,57	16,37	25,07	Lucas/Hellmeister
30,14	75,04	25,81	20,20	20,76	Lucas/Hellmeister
30,02	85,06	22,19	16,63	30,12	Lucas/Hellmeister
30,05	84,93	21,31	12,35	34,86	Lucas/Hellmeister
30,05	85,02	25,38	20,51	25,11	Lucas/Hellmeister
30,01	85,03	23,70	24,10	20,01	Lucas/Hellmeister
30,03	85,16	19,42	26,59	15,43	Lucas/Hellmeister
29,96	105,06	16,38	30,96	15,75	Lucas/Hellmeister
30,07	105,11	20,56	29,42	20,20	Lucas/Hellmeister

10.3 Messdaten der Massenstrommessung für den Ejektor

Tabelle 10.8: Messdaten Einlochdüse Wagener/Tischendorf

p_h	p_n	\dot{m}	T_1	Messung von
[bar]	[bar]	[g/s]	[°C]	
69,89	35,04	5,08	39,89	Wagener/Tischendorf
69,94	49,95	4,85	40,01	Wagener/Tischendorf
69,97	39,99	5,74	28,88	Wagener/Tischendorf
70,01	40,06	15,25	20,14	Wagener/Tischendorf
70,02	49,97	5,36	29,95	Wagener/Tischendorf
70,07	39,81	5,13	40,19	Wagener/Tischendorf
70,12	40,05	5,40	30,07	Wagener/Tischendorf
70,28	49,97	6,65	28,76	Wagener/Tischendorf
70,28	49,97	6,65	28,76	Wagener/Tischendorf
70,59	50,00	13,12	23,74	Wagener/Tischendorf
79,90	45,03	7,52	34,84	Wagener/Tischendorf
79,91	40,03	7,63	34,74	Wagener/Tischendorf
79,93	35,10	6,32	40,05	Wagener/Tischendorf
79,94	50,11	7,52	34,77	Wagener/Tischendorf
79,96	50,04	15,39	24,86	Wagener/Tischendorf
79,96	54,95	14,57	25,06	Wagener/Tischendorf
79,96	39,95	11,08	29,89	Wagener/Tischendorf
79,97	35,00	15,73	25,05	Wagener/Tischendorf
79,99	29,97	7,76	34,84	Wagener/Tischendorf
79,99	49,95	6,33	40,03	Wagener/Tischendorf
80,00	35,08	7,68	34,85	Wagener/Tischendorf
80,00	44,88	15,56	25,04	Wagener/Tischendorf
80,01	40,00	7,94	34,68	Wagener/Tischendorf
80,03	30,07	15,83	25,00	Wagener/Tischendorf
80,03	49,99	12,26	30,00	Wagener/Tischendorf
80,03	50,00	7,91	34,66	Wagener/Tischendorf
80,03	50,00	7,91	34,66	Wagener/Tischendorf
80,04	40,01	17,77	20,03	Wagener/Tischendorf
80,05	49,94	15,59	24,89	Wagener/Tischendorf
80,06	40,05	6,28	39,98	Wagener/Tischendorf
80,09	55,02	7,70	34,62	Wagener/Tischendorf
80,11	40,06	15,76	24,83	Wagener/Tischendorf
89,85	34,92	14,96	34,92	Wagener/Tischendorf
89,93	50,01	16,02	30,04	Wagener/Tischendorf
89,93	40,08	9,24	39,95	Wagener/Tischendorf
89,93	39,92	19,79	20,00	Wagener/Tischendorf
89,94	49,96	17,61	26,20	Wagener/Tischendorf

Tabelle 10.9: Messdaten Einlochdüse Wagener/Tischendorf

p_h	p_n	\dot{m}	T_1	Messung von
[bar]	[bar]	[g/s]	[°C]	
89,96	49,92	9,49	39,88	Wagener/Tischendorf
89,96	49,92	9,49	39,88	Wagener/Tischendorf
89,98	50,00	9,09	39,91	Wagener/Tischendorf
89,99	39,95	14,77	30,12	Wagener/Tischendorf
90,06	39,83	8,66	39,95	Wagener/Tischendorf
90,09	34,98	8,72	40,17	Wagener/Tischendorf
99,88	50,02	12,95	39,96	Wagener/Tischendorf
99,93	39,93	22,05	20,02	Wagener/Tischendorf
99,98	50,05	18,83	30,04	Wagener/Tischendorf
99,99	39,98	12,16	40,14	Wagener/Tischendorf
100,09	40,13	17,75	30,00	Wagener/Tischendorf
100,09	40,13	17,26	30,00	Wagener/Tischendorf
100,13	39,95	10,77	44,48	Wagener/Tischendorf
100,14	50,01	11,01	44,36	Wagener/Tischendorf
100,14	50,01	11,01	44,36	Wagener/Tischendorf
100,22	49,91	19,54	27,26	Wagener/Tischendorf
109,91	40,04	23,58	19,96	Wagener/Tischendorf
109,93	40,09	15,15	40,08	Wagener/Tischendorf
109,95	39,95	12,44	48,17	Wagener/Tischendorf
109,96	49,97	12,57	48,04	Wagener/Tischendorf
109,96	49,97	12,57	48,04	Wagener/Tischendorf
110,00	50,02	21,13	29,98	Wagener/Tischendorf
110,00	40,12	20,17	29,97	Wagener/Tischendorf
110,10	50,02	16,13	39,96	Wagener/Tischendorf
110,43	50,00	21,07	28,34	Wagener/Tischendorf
119,35	50,08	22,60	28,86	Wagener/Tischendorf
119,93	39,93	25,45	19,90	Wagener/Tischendorf
119,94	39,92	22,35	30,01	Wagener/Tischendorf
119,95	40,00	14,08	51,21	Wagener/Tischendorf
119,95	49,96	18,59	40,00	Wagener/Tischendorf
120,00	50,00	14,13	51,16	Wagener/Tischendorf
120,00	50,00	14,13	51,16	Wagener/Tischendorf
120,03	39,92	17,67	40,02	Wagener/Tischendorf
120,03	50,00	22,98	30,02	Wagener/Tischendorf

10.3 Messdaten der Massenstrommessung für den Ejektor

Tabelle 10.10: Messdaten Dreilochdüse Wagener/Tischendorf

p_h	p_n	\dot{m}	T_1	Messung von
[bar]	[bar]	[g/s]	[°C]	
69,95	40,02	1,72	29,95	Wagener/Tischendorf
69,99	40,03	1,57	40,03	Wagener/Tischendorf
70,00	49,96	1,62	30,01	Wagener/Tischendorf
70,01	40,05	4,71	19,87	Wagener/Tischendorf
70,05	40,09	1,70	30,02	Wagener/Tischendorf
70,12	49,95	1,98	28,69	Wagener/Tischendorf
70,52	49,93	4,53	20,22	Wagener/Tischendorf
79,91	40,09	1,92	40,00	Wagener/Tischendorf
79,91	50,12	4,82	24,86	Wagener/Tischendorf
79,91	50,09	2,33	34,76	Wagener/Tischendorf
79,95	45,04	2,42	34,69	Wagener/Tischendorf
79,95	35,04	2,44	35,04	Wagener/Tischendorf
79,97	44,92	4,98	24,76	Wagener/Tischendorf
79,98	55,07	2,30	34,71	Wagener/Tischendorf
80,00	39,99	2,47	34,68	Wagener/Tischendorf
80,01	29,96	5,04	24,87	Wagener/Tischendorf
80,02	29,98	2,48	34,77	Wagener/Tischendorf
80,04	50,03	3,75	30,10	Wagener/Tischendorf
80,04	40,05	3,84	29,94	Wagener/Tischendorf
80,04	49,96	5,24	21,14	Wagener/Tischendorf
80,04	39,93	3,55	29,86	Wagener/Tischendorf
80,04	35,03	5,03	24,90	Wagener/Tischendorf
80,07	49,98	2,38	34,71	Wagener/Tischendorf
80,07	40,03	5,46	19,88	Wagener/Tischendorf
80,08	54,97	4,55	24,93	Wagener/Tischendorf
80,11	40,04	5,03	24,86	Wagener/Tischendorf
89,92	50,02	2,82	39,86	Wagener/Tischendorf
89,96	49,94	5,86	22,09	Wagener/Tischendorf
89,98	39,99	4,98	30,01	Wagener/Tischendorf
90,00	40,09	2,74	40,05	Wagener/Tischendorf
90,01	49,99	4,90	30,01	Wagener/Tischendorf
90,07	39,94	4,65	30,03	Wagener/Tischendorf
90,20	39,92	6,19	20,00	Wagener/Tischendorf
100,01	40,04	3,91	39,98	Wagener/Tischendorf
100,02	40,07	6,66	20,06	Wagener/Tischendorf
100,04	39,96	5,60	29,92	Wagener/Tischendorf
100,12	50,00	3,32	44,38	Wagener/Tischendorf
100,19	50,05	6,45	22,89	Wagener/Tischendorf

Tabelle 10.11: Messdaten Dreilochdüse Wagener/Tischendorf

p_h	p_n	\dot{m}	T_1	Messung von
[bar]	[bar]	[g/s]	[°C]	
109,86	50,00	3,77	48,11	Wagener/Tischendorf
109,94	40,00	6,31	29,99	Wagener/Tischendorf
110,04	40,05	4,79	39,87	Wagener/Tischendorf
110,08	40,05	7,20	20,00	Wagener/Tischendorf
110,38	49,97	7,00	23,60	Wagener/Tischendorf
119,42	50,05	7,42	24,18	Wagener/Tischendorf
119,92	40,01	6,89	29,98	Wagener/Tischendorf
119,93	40,05	5,41	39,98	Wagener/Tischendorf
120,00	50,04	4,25	51,20	Wagener/Tischendorf
120,05	39,90	7,68	20,13	Wagener/Tischendorf

10.3 Messdaten der Massenstrommessung für den Ejektor

Tabelle 10.12: Messdaten Fünflochdüse Wagener/Tischendorf

p_h	p_n	\dot{m}	T_1	Messung von
[bar]	[bar]	[g/s]	[°C]	
69,96	39,94	0,89	29,94	Wagener/Tischendorf
69,96	40,10	2,42	20,12	Wagener/Tischendorf
69,97	39,99	0,83	28,85	Wagener/Tischendorf
69,97	39,93	0,81	39,99	Wagener/Tischendorf
69,98	50,02	0,70	39,93	Wagener/Tischendorf
69,99	49,95	0,73	29,93	Wagener/Tischendorf
70,07	50,03	2,22	19,98	Wagener/Tischendorf
70,07	50,08	1,36	28,86	Wagener/Tischendorf
70,37	40,02	2,43	20,13	Wagener/Tischendorf
70,48	50,00	2,89	23,54	Wagener/Tischendorf
79,89	40,01	1,00	39,97	Wagener/Tischendorf
79,93	45,01	1,83	34,82	Wagener/Tischendorf
79,93	49,97	1,77	34,93	Wagener/Tischendorf
79,96	39,97	1,90	30,09	Wagener/Tischendorf
79,96	45,03	3,56	25,02	Wagener/Tischendorf
79,97	50,02	3,45	24,99	Wagener/Tischendorf
79,99	54,98	1,84	34,73	Wagener/Tischendorf
80,00	39,90	2,81	20,00	Wagener/Tischendorf
80,00	39,98	1,08	34,94	Wagener/Tischendorf
80,00	49,99	1,80	30,10	Wagener/Tischendorf
80,01	39,92	2,71	21,34	Wagener/Tischendorf
80,02	50,00	3,25	25,05	Wagener/Tischendorf
80,04	49,96	2,57	19,94	Wagener/Tischendorf
80,04	35,05	3,63	24,89	Wagener/Tischendorf
80,04	39,99	3,59	25,05	Wagener/Tischendorf
80,05	50,06	1,97	34,71	Wagener/Tischendorf
80,05	50,05	0,92	40,09	Wagener/Tischendorf
80,06	35,04	1,97	34,68	Wagener/Tischendorf
80,10	30,06	1,97	34,71	Wagener/Tischendorf
80,10	39,98	1,94	34,74	Wagener/Tischendorf
80,14	54,89	3,34	25,06	Wagener/Tischendorf
80,21	29,97	3,59	24,95	Wagener/Tischendorf
89,89	39,94	3,07	19,94	Wagener/Tischendorf
89,91	50,03	2,25	39,92	Wagener/Tischendorf
89,95	50,05	3,54	26,04	Wagener/Tischendorf
89,97	49,99	2,36	29,86	Wagener/Tischendorf
89,97	39,99	1,42	39,97	Wagener/Tischendorf
89,99	50,05	1,33	40,00	Wagener/Tischendorf

Tabelle 10.13: Messdaten Fünflochdüse Wagener/Tischendorf

p_h	p_n	\dot{m}	T_1	Messung von
[bar]	[bar]	[g/s]	[°C]	
90,01	39,99	2,47	30,04	Wagener/Tischendorf
90,06	39,97	3,02	22,09	Wagener/Tischendorf
90,07	49,97	2,85	19,96	Wagener/Tischendorf
90,08	40,00	2,89	19,87	Wagener/Tischendorf
90,10	39,91	1,34	40,05	Wagener/Tischendorf
99,95	39,93	3,11	20,02	Wagener/Tischendorf
99,95	50,06	2,75	30,02	Wagener/Tischendorf
99,97	39,98	3,32	20,05	Wagener/Tischendorf
99,98	49,91	3,13	19,99	Wagener/Tischendorf
100,01	39,99	2,02	39,90	Wagener/Tischendorf
100,01	50,03	1,92	39,97	Wagener/Tischendorf
100,05	39,96	2,90	30,09	Wagener/Tischendorf
100,08	40,03	1,55	44,61	Wagener/Tischendorf
100,14	50,05	3,78	27,09	Wagener/Tischendorf
100,23	49,87	2,58	44,41	Wagener/Tischendorf
100,30	39,96	3,26	23,00	Wagener/Tischendorf
109,98	49,93	2,85	48,12	Wagener/Tischendorf
109,98	40,12	3,55	19,96	Wagener/Tischendorf
109,98	49,98	3,39	20,01	Wagener/Tischendorf
109,99	39,92	3,26	29,88	Wagener/Tischendorf
110,00	49,94	2,36	39,98	Wagener/Tischendorf
110,03	40,05	1,81	48,24	Wagener/Tischendorf
110,05	40,08	2,51	40,08	Wagener/Tischendorf
110,06	49,99	3,08	29,92	Wagener/Tischendorf
110,18	40,03	3,33	20,00	Wagener/Tischendorf
110,39	39,91	3,43	23,51	Wagener/Tischendorf
110,48	50,05	3,98	28,22	Wagener/Tischendorf
119,39	50,02	4,16	29,02	Wagener/Tischendorf
119,43	40,00	3,60	24,28	Wagener/Tischendorf
119,92	50,00	3,62	19,99	Wagener/Tischendorf
119,97	49,98	2,70	39,94	Wagener/Tischendorf
119,97	50,07	3,33	30,08	Wagener/Tischendorf
119,99	39,99	3,59	29,90	Wagener/Tischendorf
120,00	40,12	3,76	19,94	Wagener/Tischendorf
120,00	50,02	3,04	51,16	Wagener/Tischendorf
120,03	40,14	2,89	39,88	Wagener/Tischendorf
120,06	40,11	2,07	51,01	Wagener/Tischendorf

10.3 Messdaten der Massenstrommessung für den Ejektor

Tabelle 10.14: Messdaten Ejektordüse Hellmeister/Tischendorf

p_h	p_n	\dot{m}	T_1	Messung von
[bar]	[bar]	[g/s]	[°C]	
79,97	25,08	15,49	24,36	Hellmeister/Tischendorf
80,19	25,13	25,13	18,05	Hellmeister/Tischendorf
80,35	35,18	15,19	23,00	Hellmeister/Tischendorf
80,05	35,15	25,18	17,91	Hellmeister/Tischendorf
80,23	35,01	34,79	9,92	Hellmeister/Tischendorf
79,99	39,88	14,87	22,44	Hellmeister/Tischendorf
79,92	39,88	24,59	18,46	Hellmeister/Tischendorf
80,00	39,92	35,01	9,52	Hellmeister/Tischendorf
90,07	24,91	25,33	21,88	Hellmeister/Tischendorf
90,13	35,05	15,24	25,57	Hellmeister/Tischendorf
90,08	34,86	25,00	22,07	Hellmeister/Tischendorf
89,95	35,08	35,16	14,27	Hellmeister/Tischendorf
90,01	39,96	14,97	25,21	Hellmeister/Tischendorf
90,09	40,00	24,65	22,24	Hellmeister/Tischendorf
90,09	39,99	35,22	14,24	Hellmeister/Tischendorf
99,99	35,07	15,41	27,93	Hellmeister/Tischendorf
100,08	35,16	24,93	25,19	Hellmeister/Tischendorf
100,19	35,06	34,76	19,13	Hellmeister/Tischendorf
100,19	39,80	15,20	27,69	Hellmeister/Tischendorf
99,97	39,88	25,28	25,04	Hellmeister/Tischendorf
99,99	40,12	35,33	18,64	Hellmeister/Tischendorf

10.4 Die historische Entwicklung des Kältemittels Kohlendioxid

CO₂ war in der Geschichte der Klimatisierung ein bedeutendes Kältemittel bis es von den synthetischen Kältemitteln verdrängt wurde. Heute wird CO₂ als Kältemittel wieder als eine Alternative zu den die Umwelt stärker beeinflussenden, synthetischen Kältemitteln gesehen. Anhand der Geschichte der Klimatisierung wird in diesem Kapitel die Bedeutung des Kältemittels CO₂ verdeutlicht.

Als erster nutzte William Cullen 1755 thermodynamische Prozesse zur Produktion von Eis [2]. Er evakuierte einen teilweise mit Wasser gefüllten Behälter um Eis herzustellen. Jedoch erst mit der Vorstellung des Kühlgeräts von Oliver Evans kann von einer technisch nutzbaren Methode zur Eisherstellung und damit dem Beginn der modernen Klimatisierung gesprochen werden [69]. Oliver Evans hatte die Idee von einer Kompressionskälteanlage, die mit Äther betrieben werden sollte. Die Technologie der Kompressionskälteanlage ist bis heute eine der bedeutendsten in der Kälteerzeugung. Die erste funktionsfähige Kälteanlage konstruierte Jacob Perkins [2]. In den ersten Kälteanlagen wurden zunächst verschiedene Kältemittel wie zum Beispiel Dimethylether, Methylchlorid, Ammoniak und Schwefeldioxid verwendet. Der Nachteil an diesen Kältemitteln waren ihre Toxizität, die Brennbarkeit oder beides. 1860 stellte der Franzose Ferdinand Philippe Carré seine Absorptionskältemaschine vor und begründete damit einen weiteren Bereich der Kälteerzeugung [2], der jedoch nicht Thema dieser Arbeit ist.

Erst zu Beginn des 19. Jahrhunderts wurde CO₂ als Kältemittel verwendet. In Patenten aus den Jahren um 1850 [69] zeigen sich erste Hinweise auf die Verwendung von CO₂ als Kältemittel. Alexander Twining war der erste, der CO₂ in seinem Patent von 1850 [6] vorschlägt. Die erste Kältemaschine, die mit CO₂ betrieben wurde, konstruierte der Amerikaner Thaddeus S.C. Lowe erst 15 Jahre später. Lowe meldete 1867 ein Patent an und baute 1869 die erste CO₂-Kältemaschine zur Eisherstellung. Jedoch verfolgte Lowe die Technologie in den nächsten Jahren nicht länger. Carl von Linde entwickelte 1882 [69] die erste CO₂-Kältemaschine in Europa, die von Franz Windhausen weiterentwickelt wurde. 1886 meldete Windhausen das britische Patent mit der Patentnummer 2864 [68] für seinen fortschrittlichen CO₂-Kompressor an. Später kaufte die Firma J. & E. Hall die Patentrechte und optimierte den CO₂-Kompressor weiter. Die Bereitstellung eines Kompressors, der den für CO₂ typischen hohen Betriebsdrücken stand hielt, war ein wichtiger Schritt in der Entwicklung von CO₂-Kälteanlagen. Die Kompressoren wurden hauptsächlich in der Schiffsklimatisierung eingesetzt und ersetzten die bis dahin gebräuchlichen Luft-Kältekompessoren.

In den folgenden Jahren gewann CO₂ als Kältemittel immer mehr an Bedeutung und konkurrierte mit den populären Kältemitteln Ammoniak und Schwefeldioxid. Die Prozessführung der ersten industriellen und kommerziellen Anlagen war aufgrund der hohen Drücke unterkritisch. Die Kondensationstemperatur war aufgrund der thermodynamischen Eigenschaften von CO₂ auf 30 °C limitiert. Später war es mit fortschreitender Entwicklung der Technologie möglich, die Prozessführung auch transkritisch bzw. überkritisch zu gestalten und den sicheren Betrieb der Anlagen mit Drücken über dem des kritischen Drucks von 73,77 bar zu gewährleisten. Untersuchungen zu einem optimalen Hochdruck wurden jedoch nicht durchgeführt. Erst 1928 stellte Inoku-

ty als erster ein zeichnerisches Verfahren zur Bestimmung des optimalen Hochdrucks vor [41]. Damit war es möglich, die Prozessführung in CO₂-Kälteanlagen optimal einzustellen. Hauptsächlich wurde die CO₂-Technologie in der Schiffsklimatisierung verwendet und dominierte diesen Bereich bis in die 60er Jahre des letzten Jahrhunderts.

Obwohl Swats [75] und Mossian [60] bereits zu Anfang des 19. Jahrhunderts synthetische Kältemittel herstellen konnten, erkannten Midgley und Henne [59] erst in den 1930er Jahren die Möglichkeit, fluoridierte und chlorierte Kohlenwasserstoffe als Kältemittel einzusetzen. Zunächst wurden diese neuen Kältemittel ausschließlich anhand ihrer guten thermodynamischen Eigenschaften und damit verbundenen kälte-technischen Vorteile bewertet. Dies führte dazu, dass zu Beginn der 1930er Jahre die bis dahin verwendeten natürlichen Kältemittel unter anderem auch CO₂ fast vollständig verdrängt wurden. Allein Ammoniak behielt seine Bedeutung als Kältemittel auf Grund seiner hohen Wärmeübergangszahlen und der hohen Verdampfungsenthalpie.

Mit der Veröffentlichung [61] stellten Rowland und Molina die Verwendung synthetischer Kältemittel erstmals wieder in Frage. Beide erkannten die ozonschädigende Wirkung. Sie erhielten zusammen mit P. J. Crutzen für diese Arbeit den Nobelpreis im Bereich Chemie. Die Politik und die Gesetzgebung in Deutschland reagierte aufgrund der neuen wissenschaftlichen Erkenntnisse 1995 mit der FCKW-Halon-Verbotsverordnung [9]. Die Verordnung regelt das Verbot und die Herstellung von Fluorchlorkohlenwasserstoffen (FCKW) wie zum Beispiel die Kältemittel R11 und R12 und teilhalogenierten Fluorchlorkohlenwasserstoffen (H-FCKW) wie zum Beispiel das Kältemittel R22. Diese Verordnung wurde 2000 im Rahmen der europäischen Gesetzgebung ersetzt durch „Verordnung über Stoffe, die zum Abbau der Ozonschicht führen“ [15]. Nach Inkrafttreten der Verordnung entwickelte die Industrie in Zusammenarbeit mit der Wissenschaft neue synthetische Kältemittel. Als erkannt wurde, dass die Chlor- und Bromatome die Ursache für die ozonschädigende Eigenschaft waren, wurden die Wasserstoffatome der Kohlenwasserstoffe wie Methan und Ethan nur durch Fluoratome ersetzt. Die neu entwickelten Kältemittel zeigten nicht in jedem Fall die gewünschten kälte-technischen Eigenschaften. Binäre und tertiäre Gemische zeigen bessere thermodynamische Eigenschaften. Durchgesetzt haben sich die Kältemittel R407C, R404A, R507 und R410A.

Diese neu entwickelten Kältemittel haben einen weiteren Nachteil. Entweichen diese in die Umwelt, tragen sie im erheblichen Maß zum globalen Treibhauseffekt bei. Abhängig von den thermodynamischen Eigenschaften variiert der GWP (Global Warming Potential) stark. Jedoch sind die GWP-Werte für synthetische Kältemittel signifikant höher im Vergleich zu den natürlichen Kältemitteln.

Dennoch ist CO₂ aufgrund seines geringen GWP und seiner hohen volumetrischen Kälteleistung ein attraktives Kältemittel. Gegen den Einspruch der USA und Japan diskutieren europäische Länder wie Schweden, Dänemark, Luxemburg, Österreich und vor allem Deutschland über die Einstellung der Produktion und Verwendung von halogenisierten Kohlenwasserstoffen und unterstützen die Verwendung von natürlichen Kältemitteln. Intensive wissenschaftliche Untersuchungen und Entwicklungen haben gezeigt, dass CO₂ als Kältemittel in einem weiten Bereich eingesetzt werden kann. Bisher konnte sich CO₂ als Kältemittel jedoch nicht durchsetzen und findet wenig Anwendung. Im mobilen Bereich der Klimatisierung wurden erste Prototypen entwickelt und im stationären Bereich werden erste Wärmepumpensysteme mit CO₂ angeboten.

Je nach verwendetem Kältemittel und dem durch die Drossel verursachten Druck-

abfall entstehen bei der Drosselung im Verhältnis zur nutzbaren Leistung mehr oder weniger Verluste. Bei CO_2 sind diese Verluste aufgrund des hohen Druckabfalls und der thermophysikalischen Eigenschaften im Vergleich zu anderen Kältemitteln höher. Mit Hilfe eines Ejektors können diese Verluste reduziert werden. Aus diesem Grund konzentriert sich die Wissenschaft in Verbindung mit CO_2 als Kältemittel heute auf die Entwicklung von CO_2 -Ejektoren.

Zum Vergleich sind in Tabelle 10.15 thermodynamische Eigenschaften wichtiger Kältemittel aufgelistet. Bis auf das Kältemittel R1234yf besitzen alle synthetischen Kältemittel ein hohes Treibhauspotential. Die Brennbarkeit und die bei der Verbrennung entstehenden giftigen Gase sind die Nachteile von R1234yf. Unter den natürlichen Kältemitteln bilden Propan- und Butan in Verbindung mit Luft in bestimmten Konzentrationen explosive Gemische. Ammoniak, welches sehr gute thermodynamische Eigenschaften aufweist, wirkt gegenüber Metallen sehr korrosiv.

Tabelle 10.15: Treibhauspotenziale für einen Zeithorizont von 100 Jahren / Kältemittel, Gleichgewichtsdruck p_{G30} und p_{G0} bei 30 °C und 0 °C, kritische Temperatur ϑ_C , kritischer Druck p_C , volumetrische Kälteleistung q_{V0} und die Dichte des gesättigten Dampfes ρ für ausgewählte Kältemittel

Kältemittel	GWP relativ zu CO_2 - [-]	p_{G30} bei 30 °C [bar]	p_{G0} bei 0 °C [bar]	ϑ_C [°C]	p_C [bar]	q_{V0} bei 0 °C [J/m ³]	ρ [kg/m ³]
R744 (CO_2 -)	1	72,1	34,9	31,0	73,8	22.546,1	97,6
R717 (Ammoniak)	0	11,7	4,3	132,3	113,3	4.363,1	3,5
R290 (Propan)	3	10,8	4,7	96,7	42,5	3.880,1	10,4
R600a (Butan)	3	2,8	1,0	152,0	38,0	1.062,1	2,8
R1234yf FKW	4	7,8	3,2	94,7	33,8	2.881,5	17,6
R134a FKW	1300	7,7	2,9	101,1	40,6	2.865,5	14,4
R410A FKW	1730	18,9	8,0	71,3	49,0	6.768,8	30,6
R407C FKW	1530	13,6	5,7	86,2	46,3	4.123,0	19,7
R404A FKW	3260	14,3	6,1	72,1	37,3	5.050,2	30,5
R12 FCKW	6640	7,4	3,1	112,0	41,4	2.731,1	17,9